



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**VÝPOČTOVÝ MODEL CHLADIČE ŠROUBOVÉHO
KOMPRESORU**

CALCULATION MODEL OF SCREW COMPRESSOR COOLER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Šebesta

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Petr Šebesta**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Výpočtový model chladiče šroubového kompresoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kompresory pro výrobu stlačeného vzduchu se používají v mnoha průmyslových aplikacích. Ze základních termodynamických zákonů však vyplývá, že plyn se kompresí ohřívá, a proto je zpravidla potřeba jej ochladit na běžnou teplotu. Pro to se používají tepelné výměníky – chladiče různé konstrukce a provedení; chladicím médiem je zpravidla voda nebo vzduch. Podmínkou dobré činnosti celého zařízení je správný tepelně-technický výpočet chladiče pro dané provozní parametry, jehož základní součástí je výpočet odpovídajících hodnot součinitelů přestupu a prostupu tepla.

Cíle bakalářské práce:

Seznamte se se způsobem výpočtu součinitelů přestupu a prostupu tepla, stanovení odpovídajících látkových vlastností a celkovým tepelně-technickým výpočtem výměníku. Provedte rešerši dostupných vztahů a metod pro různé typy výměníků. Pro daný typ výměníku navrhnete vhodné výpočtové vztahy, popř. porovnejte hodnoty vypočtené různými vztahy a metodami, stanovte jejich limity a odhadněte přesnost výpočtu. Vytvořte základní model zadaného výměníku v programu Matlab Simulink/Simscape (případně s využitím modulu Simhydraulic). Formulujte závěry k dané problematice a doporučení pro další vývoj modelu.

Pozn.: Téma práce bylo zadáno firmou Ingersoll Rand CZ s.r.o., Uničov.

Seznam literatury:

PAVELEK, M. a kol. Termomechanika. 3. přeprac. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5.

JÍCHA, M. Přenos tepla a látky. Brno: Akademické nakladatelství CERM, Brno. ISBN 80-214-2029-4.

INCROPERA, F. P., DE WITT, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 1990. ISBN 0-471-51729-1.

KAKAÇ, S., LIU, H. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. Boca Raton (Florida, USA): CRC Press, 1998. ISBN 0-8493-1688-X.

Firemní literatura a internetové zdroje dle vlastního výběru.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kompresory pro výrobu stlačeného vzduchu se používají v mnoha průmyslových aplikacích. Ze základních termodynamických zákonů však vyplývá, že plyn se kompresí ohřívá, a proto je zpravidla potřeba jej ochladit na běžnou teplotu. Pro to se používají tepelné výměníky – chladiče různé konstrukce a provedení; chladicím médiem je zpravidla voda nebo vzduch. Podmínkou dobré činnosti celého zařízení je správný tepelně-technický výpočet chladiče pro dané provozní parametry, jehož základní součástí je výpočet odpovídajících hodnot součinitelů přestupu a prostupu tepla.

ABSTRAKT

Práce se zabývá problematikou výpočtu kompaktního tepelného výměníku při specifických podmínkách. V první části jsou rozebrány způsoby zjišťování termodynamických a látkových vlastností a součinitelů, a také metody výpočtu tepelného výměníku. Ve druhé části je podrobně rozepsán postup výpočtu kompaktního tepelného výměníku. Součástí bakalářské práce je výpočtový model zadaného kompaktního tepelného výměníku vytvořený v programu Matlab-Simulink.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tepelný výměník, kompaktní tepelný výměník, součinitel přestupu tepla, součinitel prostupu tepla, tepelně-technický výpočet výměníku tepla, LMTD, ε -NTU

ABSTRACT

This Bachelor's thesis deals with compact heat exchanger design under specific conditions. Hence ways of finding out thermodynamic and material properties are discussed in the first part as well as heat exchanger design methods. In the second part, compact heat exchanger design process is described in detail. The Bachelor's thesis includes a calculation model of specific compact heat exchanger created in Matlab-Simulink software.

KEYWORDS

Heat exchanger, compact heat exchanger, unit conductance for thermal-convection heat transfer, unit overall thermal conductance, heat exchanger thermal-technical design, LMTD, ε -NTU

Bibliografická citace

ŠEBESTA, P. *Výpočtový model chladiče šroubového kompresoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 61 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr..

Prohlášení

„Prohlašuji, že svou bakalářskou práci na téma Výpočtový model chladiče šroubového kompresoru jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené bakalářské práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této bakalářské práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.“

V Brně dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Michalovi Jarošovi, Dr. za jeho odborné vedení, cenné rady, podklady, ochotu a vstřícnost, kterou mi věnoval během psaní této práce.

V Brně dne:

.....

podpis autora

Obsah

1	Úvod.....	16
2	Tepelný výměník	17
2.1	Typy tepelných výměníků.....	17
3	Tepelně-technický výpočet výměníku	19
3.1	Součinitel přestupu tepla	20
3.2	Součinitel prostupu tepla.....	22
3.3	Látkové vlastnosti	24
3.4	Metody výpočtu	25
3.4.1	Metoda LMTD	26
3.4.2	ϵ -NTU	27
3.4.3	P-NTU a další	28
4	Výpočet zadaného výměníku.....	31
4.1	Odhad výstupních teplot	31
4.2	Rozměry a geometrie výměníku	33
4.2.1	Hydraulický průměr.....	34
4.2.2	Počet modulů	36
4.3	Reynoldsovo číslo	38
4.4	Součinitel přestupu tepla.....	38
4.4.1	Analytický výpočet j faktoru	39
4.4.2	Určení j faktoru z experimentálních dat	40
4.5	Účinnost žeber.....	45
4.6	Celková účinnost soustavy žeber	47
4.7	Součinitel prostupu tepla.....	49
4.8	NTU a efektivnosti výměníku metodou ϵ -NTU.....	50
4.9	Tepelný výkon výměníku a výstupní teploty	50
5	Závěr.....	51
	Přehled literatury.....	52
	Seznam obrázků.....	53
	Seznam tabulek	54
	Seznam grafů	55
	Seznam symbolů	56
	Seznam příloh	61

1 Úvod

Tématem práce, jejímž zadavatelem je firma Ingersoll Rand CZ s. r. o., Uničov, je výpočet konkrétního tepelného výměníku se zadanými konstrukčními a provozními parametry. Výstupem je výpočtový model v softwaru Matlab-Simulink.

Jedná se o kompaktní tepelný výměník olej-vzduch, který slouží jako chladič oleje, vstřikovaného do komory šroubového kompresoru z důvodu mazání a odvodu tepla vzniklého při kompresi.

Kompaktní tepelné výměníky se těší velké oblibě, zejména kvůli jejich malým rozměrům a nízké váze, vysokým výkonům a vysoké efektivitě. Jejich hlavním rysem je plošná hustota, tedy poměr teplosměnné plochy k objemu výměníku ($> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ pro plyny a $> 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ pro kapaliny [1]). Tyto výměníky se uplatňují zejména v případech, kdy jedním z médií je plyn a jeho nízký součinitel přestupu tepla je zapotřebí kompenzovat vyšší teplosměnnou plochou. Uplatňují se ve velké škále oborů jako je farmacie, energetika, chemický průmysl apod. V energetice jsou například součástí tepelných čerpadel typu vzduch-voda.

2 Tepelný výměník

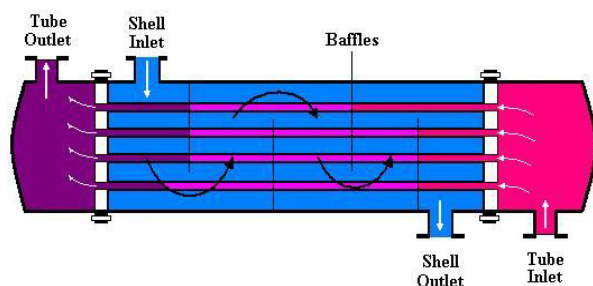
Tepelný výměník je zařízení umožňující přenos tepelné energie mezi médii z teplejšího na studenější. Dělí se z hlediska typu, konstrukce, směru proudících médií, změny fáze tekutin apod.

2.1 Typy tepelných výměníků

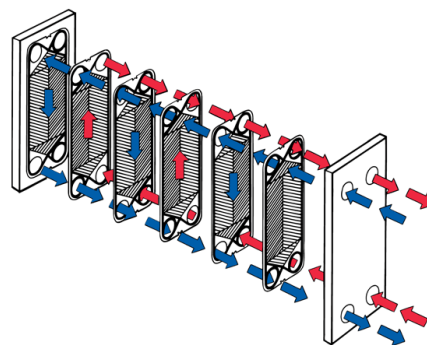
Výměníky lze rozdělit podle několika hledisek:

1. typu výměníku:

- Trubkový – v plášti je uložena trubkovnice, tvořená velkým počtem tenkých trubek. Jedno médium proudí pláštěm, druhé trubkami.
- Deskový – desky jsou utěsněny a média prochází mezerami mezi nimi. Jedno médium mezerami s lichým pořadovým číslem, druhé se sudým pořadovým číslem.
- Kompaktní – viz úvod.
- Jiné.



Obr. 1 Schématické znázornění trubkového výměníku



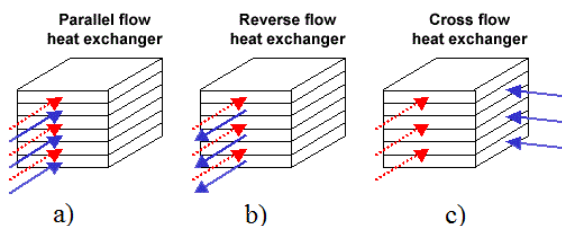
Obr. 2 Schématické znázornění deskového výměníku [3]

2. funkce:

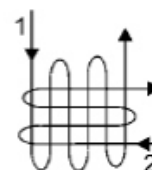
- Rekuperační – média nejsou v kontaktu, odděluje je pevná stěna, přes kterou se teplo přenáší mezi tekutinami.
- Regenerační – obvykle rotační; teplo se přenáší periodicky.
- Směšovací – obě média jsou v kontaktu, teplejší předává energii chladnějšímu bezprostředně.

3. směru proudících médií:

- Souproud – proudy jsou paralelní, vektory rychlostí směřují stejným směrem.
- Protiproud – proudy jsou paralelní, vektory rychlostí směřují vzájemně opačným směrem.
- Křížný proud – proudy jsou na sebe kolmé.
- Kombinovaný – kombinace výše zmíněných způsobů.



Obr. 3 Typy směrů proudících médií, a) souproudý, b) protiproudý, c) křížový [4]



Obr. 4 Kombinovaný směr proudů [5]

Pro zvýšení efektivity výměníku je běžné, že tekutiny proudí ve výměníku několikrát (tzv. víceprůchodový výměník), než jsou dopraveny k výstupu. Takto navrhované výměníky mají několikanásobně delší dráhu médií, než je tomu u jednorůchodových výměníku. Je však třeba brát zřetel na tlakovou ztrátu. Proto se při návrhu, respektive instalaci musí počítat s vyšším dopravním tlakem ventilátoru (pro plyny), popřípadě dopravní výškou čerpadla (pro kapaliny).

3 Tepelně-technický výpočet výměníku

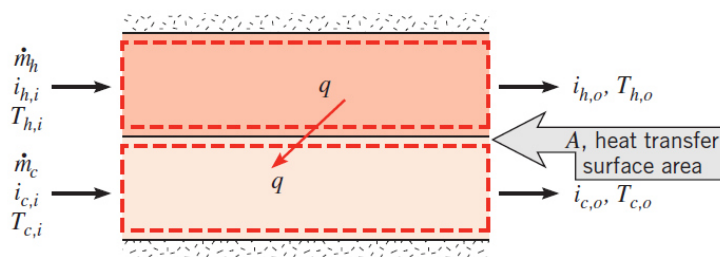
Existují dva typy výpočtu výměníku. Konstrukční návrh a výpočet výkonnosti výměníku [6]. Podle toho se volí metoda výpočtu. Základním parametrem při porovnání tepelných zařízení je tepelný výkon, který je definován jako energie přenesená z horkého média na studené. V praxi v průběhu výměny dochází k tepelným ztrátám, protože je výměník obvykle teplejší než okolí, platí:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c + \dot{Q}_z, \quad (1)$$

\dot{Q}_h – tepelný tok na horké straně [W],

\dot{Q}_c – tepelný tok na studené straně [W],

\dot{Q}_z – tepelný tok ztrátami [W].



Obr. 5 Schéma výměny tepla mezi dvěma médii a pevnou stěnou [1]

Při výpočtu výměníků se tepelné ztráty obvykle zanedbávají [1]. Tepelný tok na horké straně je pak roven tepelnému toku na studené straně:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c = \dot{Q}. \quad (2)$$

Podle Newtonova ochlazovacího zákona je:

$$\dot{Q}_h = \overline{\alpha}_h \cdot S_h \cdot (T_h - T_{w,h}), \quad (3)$$

$$\dot{Q}_c = \overline{\alpha}_c \cdot S_c \cdot (T_{w,c} - T_c), \quad (4)$$

$\overline{\alpha}_h$ – střední hodnota součinitele přestupu tepla na horké straně [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],

$\overline{\alpha}_c$ – střední hodnota součinitele přestupu tepla na studené straně [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],

S_h – teplosměnná plocha na horké straně [m^2],

S_c – teplosměnná plocha na studené straně [m^2],

T_h – teplota horkého média [K],

T_c – teplota studeného média [K],

$T_{w,h}$ – povrchová teplota pevné stěny na horké straně [K],

$T_{w,c}$ – povrchová teplota pevné stěny na studené straně [K].

Teplosměnná plocha je plocha, přes kterou prochází tepelný tok z média na pevnou stěnu či naopak. Tepelný výkon výměníku roste s teplosměnnou plochou i hodnotami součinitele přestupu tepla.

3.1 Součinitel přestupu tepla

je veličina udávající tepelný tok přenesený z média na povrch pevné stěny nebo opačně při rozdílu teploty o 1 K na ploše 1 m². Závisí na podmínkách v mezní vrstvě, které jsou ovlivňovány geometrií povrchu, typem proudění a látkovými vlastnostmi. Stanovuje se z tvaru profilu mezní vrstvy (výpočet či experiment), teorií podobnosti nebo experimentálně (alfametry) [7]. Vystupuje v Newtonově ochlazovacím zákoně, jenž má pro vnější konvekci tvar:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (t_w - t_\infty), \quad (5)$$

$$\dot{q} = \alpha \cdot (t_w - t_\infty), \quad (6)$$

\dot{q} – hustota tepelného toku [W · m⁻²],

S – teplosměnná plocha [m²],

t_w – teplota povrchu stěny [K],

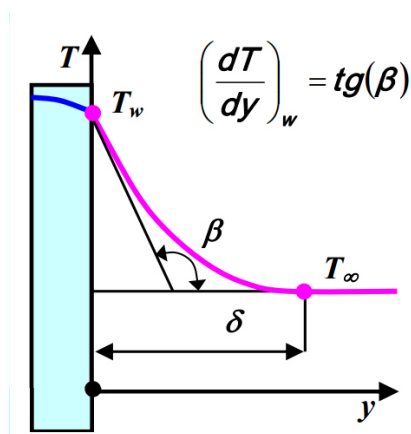
t_∞ – teplota média v dostatečné vzdálenosti od povrchu [K].

Pro interní konvekci nebo tepelné výměníky pak nabývá tvar:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (t_w - t_m), \quad (7)$$

$$\dot{q} = \alpha \cdot (t_w - t_m), \quad (8)$$

t_m – střední teplota média [K].



Obr. 6 Přenos tepla konvekci [7]

Při stanovení součinitele z tvaru profilu mezní vrstvy se vychází z toho, že tekutina na povrchu stěny ulpívá a veškeré teplo se zde přenáší pouze vedením. Platí diferenciální rovnice přestupu tepla:

$$\alpha \cdot (T_w - T_\infty) = -\lambda_f \cdot \left(\frac{dT}{dy} \right)_w \rightarrow \alpha = -\lambda_f \cdot \left(\frac{dT}{dy} \right)_w \cdot \frac{1}{T_w - T_\infty}. \quad (9)$$

Součinitel přestupu tepla je obecně závislý na šesti proměnných:

$$\alpha = f(w, L, \rho, \eta, c_p, \lambda),$$

w – rychlost média [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],

L – charakteristický rozměr [m],

ρ – hustota média [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

η – dynamická viskozita [$\text{Pa} \cdot \text{s}$],

c_p – měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

λ_f – součinitel tepelné vodivosti tekutiny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

Součinitel se vypočítá z Nusseltova podobnostního čísla (kritéria) Nu , jenž udává poměr přenosu tepla konvekcí a difuzí [1]:

$$Nu \equiv \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_f} \rightarrow \alpha = \frac{Nu}{L} \cdot \lambda_f. \quad (10)$$

Samotné Nusseltovo číslo se pro nucenou konvekci vypočte z kritériální rovnice, která má obecný tvar [6]:

$$Nu = f(Re, Pr), \quad (11)$$

Re – Reynoldsovo podobnostní číslo [–],

Pr – Prandtlovo podobnostní číslo [–].

Reynoldsovo podobnostní číslo udává poměr setrvačných a vazkých sil, Prandtlovo podobnostní číslo poměr hybností a tepelné difuze [6] a je látkovou vlastností [1].

$$Re \equiv \frac{w \cdot L \cdot \rho}{\eta} = \frac{w \cdot L}{\nu}, \quad (12)$$

kde $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ – kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$],

$$Pr \equiv \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda_f} = \frac{\nu}{a}, \quad (13)$$

kde $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$ – součinitel teplotní vodivosti [$\text{m}^2 \cdot \text{s}$].

Za zmínku stojí uvést *Dittus–Boelterův* vztah¹ [1] pro vnitřní, turbulentní proudění v hladkém potrubí:

$$Nu \equiv \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_f} = 0,023 \cdot (Re)^{0,8} \cdot (Pr)^n, \quad (14)$$

¹ Vztah je v této formě běžně rozšířen. Původní vztah má podobu $Nu = 0,0243 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$ (ohřívání), $Nu = 0,0265 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}$ (chlazení). [1]

D – vnitřní průměr potrubí [m],

n – exponent nabývající hodnot 0,4 pro ohřev (pevná látka je teplejší než tekutina) a 0,33 pro chlazení (pevná látka je chladnější než tekutina).

Pro stanovení součinitele přestupu tepla při návrhu kompaktního výměníku se využívá tzv. *Chilton–Colburnova j* faktoru, zjištěného pro různé typy výměníků a jejich geometrie:

$$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{\alpha}{\rho \cdot w \cdot c_p} \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \rightarrow \alpha = \frac{j}{Pr^{\frac{2}{3}}} \cdot \rho \cdot w \cdot c_p, \quad (15)$$

kde $St = \frac{\alpha}{\rho \cdot w \cdot c_p}$ – Stantonovo číslo [–], modifikace Nusseltova čísla.

Tab. 1 Přibližné hodnoty součinitele přestupu tepla pro různé situace [7]

		Přirozená konvekce	Nucená konvekce	Konvekce s fázovou přeměnou
Plyny	α	$2 - 25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	$25 - 250 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	
Kapaliny	α	$50 - 1000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	$50 - 20000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	
	α			$2500 - 100000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

3.2 Součinitel prostupu tepla

Při přenosu tepla mezi médii přes pevnou přepážku se jedná o prostup tepla (Obr. 7). Součinitel prostupu tepla k udává tepelný tok přenesený mezi teplotními látkami při rozdílu teplot 1 K plochou 1 m². V případě prostupu tepla rovinovou stěnou musí platit [6]:

$$\dot{Q} = \alpha_1 \cdot S \cdot (T_1 - T_{W1}) = \frac{\lambda \cdot S \cdot (T_{W1} - T_{W2})}{d} = \alpha_2 \cdot S \cdot (T_{W2} - T_2). \quad (16)$$

Vztah lze zjednodušit do podoby s tepelnými odpory:

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_1} \cdot (T_1 - T_{W1}) = \frac{(T_{W1} - T_{W2})}{R_\lambda} = \frac{1}{R_2} \cdot (T_{W2} - T_2), \quad (17)$$

kde $R_1 = \frac{1}{\alpha_1 \cdot S}$

$$R_\lambda = \frac{d}{\lambda \cdot S}$$

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2 \cdot S}$$

Jedná se tedy o sériové řazení jednotlivých odporů, pro které platí, že celkový odpor je:

$$R_c = \sum_i R_i, \quad (18)$$

Pro tepelný tok platí:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_1 + R_\lambda + R_2} = \frac{T_1 - T_2}{\sum R} = k \cdot S \cdot (T_1 - T_2). \quad (19)$$

Součinitel prostupu tepla se vypočítá jako:

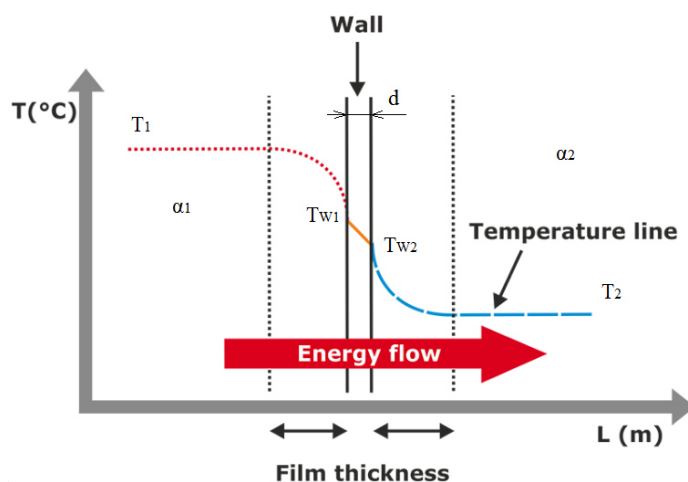
$$k \cdot S = \frac{1}{R_c}, \quad (20)$$

k – součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],

λ – součinitel tepelné vodivosti pevné látky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

Pro paralelní řazení, například stěna horizontálně rozdělena na dvě poloviny (tvořena dvěma různými materiály), platí následující vztah:

$$\frac{1}{R_c} = \sum_i \frac{1}{R_i}. \quad (21)$$



Obr. 7 Prostup tepla rovinnou deskou 52[8]

Tab. 2 Součinitel prostupu tepla pro některé kombinace tekutin [1]

Kombinace tekutin	k [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
Voda-voda	850-1700
Voda-olej	110-250
Parní kondenzátor (voda v trubkách)	1000-6000
Absorpční kondenzátor (voda v trubkách) ²	800-1400
Kondenzátor s alkoholem (voda v trubkách)	250-700
Teplený výměník s žebrovanými trubkami (voda v trubkách, vzduchu v křížném proudu)	25-50

V případě tepelných výměníků se při návrhu počítá se zanášením (vodní kámen, saze atd. [6]). Proto je třeba při výpočtu součinitele prostupu tepla počítat i s odpory, které vznikají v důsledku vrstvy nánosu na obou stranách výměníku.

$$\frac{1}{k \cdot S} = R_{\alpha,c} + R''_{f,c} + R_\lambda + R''_{f,h} + R_{\alpha,h}, \quad (22)$$

$R_{\alpha,c}$ – tepelný odpor konvekce, studená strana výměníku [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$],

$R_{\alpha,h}$ – tepelný odpor konvekce, horká strana výměníku [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$],

² U absorpčních kondenzátorů se využívá jako chladivo amoniak. [9]

$R''_{f,c}$ – faktor zanešení, studená strana výměníku [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$],

$R''_{f,h}$ – faktor zanešení, horká strana výměníku [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$].

Tab. 3 Faktor zanešení pro některá média [1]

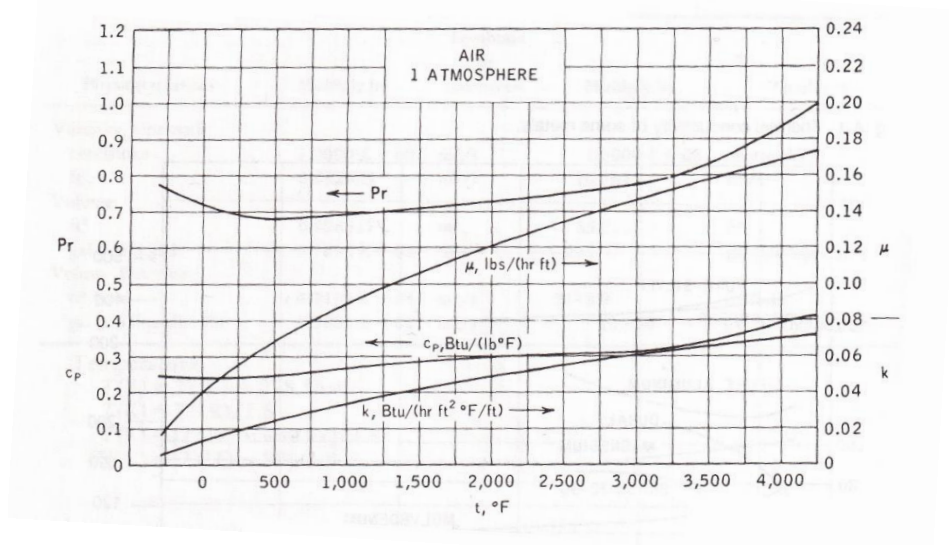
Tekutina	R'' [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]
Mořská voda a ošetřená voda bojleru (pod 50 °C)	0,0001
Mořská voda a ošetřená voda bojleru (nad 50 °C)	0,0002
Říční voda (pod 50 °C)	0,0002-0,001
Topný těžký olej	0,0009
Chladicí kapaliny	0,0002
Pára (ložiska bez mazání olejem)	0,0001

3.3 Látkové vlastnosti

Látkové vlastnosti médií jsou popisovány jejich fyzikálními veličinami. Jedná se o následující veličiny:

- hustota ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku c_p [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- dynamická viskozita η [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]
- kinematická viskozita ν [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
- součinitel tepelné vodivosti λ_f [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Prandtlovo číslo Pr [–].

Všechny uvedené veličiny jsou závislé na teplotě, proto je vhodné je uvažovat pro průměrnou teplotu daného média. Při návrhu jsou buď vstupní a výstupní teploty zadány nebo pokud se výstupní teploty počítají, je třeba je odhadnout. Pro každou stranu se stanoví průměrná teplota a pro ni se určí látkové vlastnosti.



Obr. 8 Závislost látkových vlastností vzduchu na teplotě [10]

3.4 Metody výpočtu

Základními rovnicemi výměníku je rovnice tepelné bilance:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}), \quad (23)$$

\dot{m}_h – hmotnostní průtok horkého média [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 \dot{m}_c – hmotnostní průtok studeného média [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 $c_{p,h}$ – měrná tepelná kapacita horkého média [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 $c_{p,c}$ – měrná tepelná kapacita studeného média [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 $T_{h,i}$ – vstupní teplota horkého média [K],
 $T_{h,o}$ – výstupní teplota horkého média [K],
 $T_{c,i}$ – vstupní teplota studeného média [K],
 $T_{c,o}$ – výstupní teplota studeného média [K],

a rovnice prostupu tepla:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \overline{(T_1 - T_2)}. \quad (24)$$

Při prostupu tepla se teploty médií ve výměníku mění, proto je třeba počítat se střední teplotní diferencí. Jako nejvhodnější se jeví tzv. střední logaritmický teplotní spád (z angl. *Log-mean Temperature Difference-LMTD*):

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}, \quad (25)$$

ΔT_1 – teplotní rozdíl médií na jednom konci výměníku [K],
 ΔT_2 – teplotní rozdíl médií na druhém konci výměníku [K].

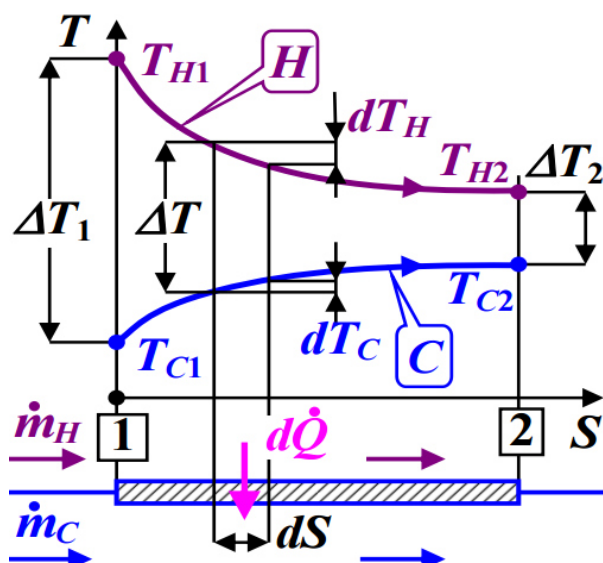
Pro souproutý výměník tedy platí:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \quad \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}, \quad (26)$$

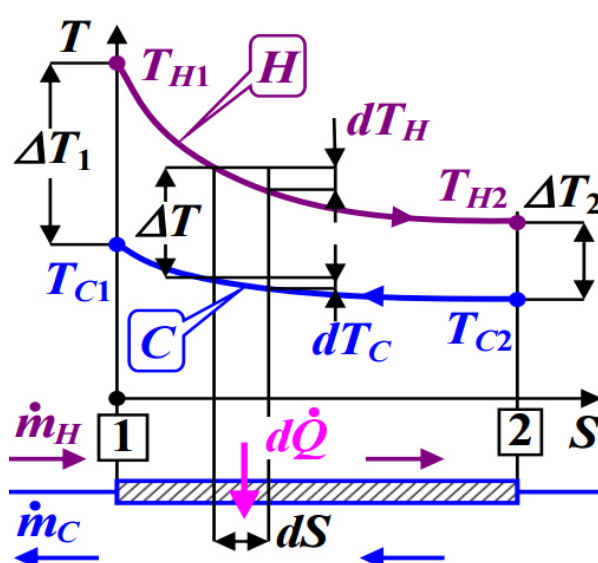
pro protiproudý výměník:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}, \quad (27)$$

$T_{h,i}$ – vstupní teplota, horká strana [K],
 $T_{c,i}$ – vstupní teplota, studená strana [K],
 $T_{h,o}$ – výstupní teplota, horká strana [K],
 $T_{c,o}$ – výstupní teplota, studená strana [K].



Obr. 9 Průběh teplot, souprůdý výměník [11]



Obr. 10 Průběh teplot, protiprůdý výměník [11]

V případě Obr. 9 i Obr. 10 platí $\Delta T_1 = T_{H1} - T_{C1}$, $\Delta T_2 = T_{H2} - T_{C2}$.

Při výpočtu se rozlišuje, jestli se jedná o konstrukční návrh výměníku nebo výpočet výkonnosti. Podle toho se volí metoda výpočtu.

Existuje několik metod, kterými je možné získat ekvivalentní výsledky. V dnešní době se nejčastěji využívají dvě metody, a to metoda s použitím středního logaritmického teplotního spádu a metoda ε -NTU [12].

3.4.1 Metoda LMTD

Metoda se využívá hlavně tehdy, pokud jsou známy vstupní i výstupní teploty. Pokud známy nejsou, lze je dopočítat z tepelné bilance. Pokud nejsou známy výstupní teploty a nelze je určit, musí být odhadnuty. Poté je nutné iterovat do té doby, než se bude odhadovaný a vypočtený tepelný výkon rovnat. Běžně se využívá při výpočtu trubkových a ne-kompaktních výměníků.

Metoda využívá veličiny $LMTD$, pro tepelný výkon platí:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln}. \quad (28)$$

Pro křížný proud se používá vztahu:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot F \cdot \Delta T_{ln,pp}, \quad (29)$$

kde F – korekční faktor $[-]$, $F \leq 1$

$\Delta T_{ln,pp}$ – střední logaritmický teplotní spád protiproudu [K]

Hodnoty korekčního faktoru určuje uspořádání výměníku a lze je dohledat v odborné literatuře [1][12].

3.4.2 ε -NTU

Metoda se využívá zejména v případě, kdy nejsou známy výstupní teploty (a není je možné určit z tepelné bilance). Výhoda spočívá v tom, že není třeba provádět iterace.

Základem je vztah mezi dvěma veličinami, efektivnosti výměníku ε [-] a veličinou NTU (z angl. *Number of Transfer Units*). Efektivnost je poměrem skutečného tepelného výkonu výměníku a výkonu maximálního, který by nastal u protiproudého výměníku nekonečné délky. V tomto případě dosáhne jedno z médií teploty na výstupu vstupní teploty druhého. Je definována jako [1]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}}, \quad (30)$$

hodnoty se pohybují v intervalu $0 < \varepsilon < 1$.

O tom, které médium se ohřeje na vstupní teplotu druhého rozhodují velikosti průtoku tepelných kapacit médií (C_h, C_c).

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c}, \quad (31)$$

\dot{m}_h – hmotnostní průtok horké látky [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 \dot{m}_c – hmotnostní průtok studené látky [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],
 $c_{p,h}$ – měrná tepelná kapacita horké látky [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],
 $c_{p,c}$ – měrná tepelná kapacita studené látky [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

V případě $C_c < C_h$ platí $\Delta T_c > \Delta T_h$, maximální tepelný výkon je [6]:

$$\dot{Q}_{\max} = C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_c \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}). \quad (32)$$

Analogicky pro $C_h < C_c$ platí $\Delta T_h > \Delta T_c$, potom:

$$\dot{Q}_{\max} = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}), \quad (33)$$

Obecně lze tedy psát:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}), \quad (34)$$

kde C_{\min} je nižší hodnota z C_c a C_h . Skutečný tepelný výkon výměníku se vypočte jako:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max} = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}). \quad (35)$$

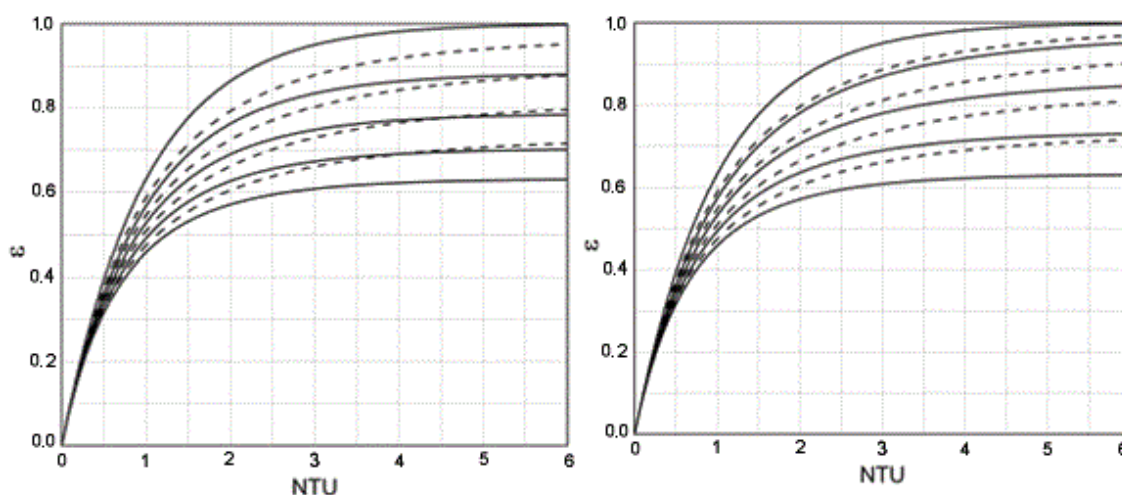
NTU je nezáporná bezrozměrná veličina definovaná jako [1]:

$$NTU \equiv \frac{k \cdot S}{C_{\min}}. \quad (36)$$

Mezi oběma veličinami platí:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right), \quad (37)$$

pro různé typy výměníku a uspořádání lze v literatuře [1][10] nalézt vztahy, popřípadě závislosti v grafické formě.



Obr. 11 Grafy závislosti ε na NTU [10]

Metoda se používá při návrhu kompaktních výměníků v automobilním nebo leteckém průmyslu, ale také v klimatizačních a chladících zařízeních apod.

3.4.3 P-NTU a další

Mezi další patří P-NTU metoda. Je obdobná ε -NTU a existují mezi nimi převodní vztahy. Historicky se tento přístup používal dříve, než se ε -NTU stala známá ve 40. letech 20. století [12]. Používala se pro výpočty trubkových výměníků. Rozdíl oproti metodě ε -NTU je v tom, že veličiny se počítají pro obě média.

$$\dot{Q} = P_1 \cdot C_1 \cdot \Delta T_{\max} = P_2 \cdot C_2 \cdot \Delta T_{\max}, \quad (38)$$

$$\Delta T_{\max} = T_{h,i} - T_{c,i} = |T_{2,i} - T_{1,i}|, \quad (39)$$

P_1 – teplotní efektivita prvního média [–],

P_2 – teplotní efektivita druhého média [–],

$C_1 = \dot{m}_1 c_{p,1}$ – průtok tepelné kapacity prvního média [$W \cdot K^{-1}$],

$C_2 = \dot{m}_2 c_{p,2}$ – průtok tepelné kapacity druhého média [$W \cdot K^{-1}$],

Teplotní efektivity se spočítají podle následujících vztahů³:

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \quad P_2 = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{2,i} - T_{1,i}}. \quad (40)$$

Pro veličiny NTU platí:

$$NTU_1 = \frac{k \cdot S}{C_1} \quad NTU_2 = \frac{k \cdot S}{C_2} \quad (41)$$

Jako v případě metody ε - NTU jsou veličiny P a NTU vzájemně závislé.

Mezi další přístupy patří grafická metoda ψ - P (tzv. *Müllerovy* diagramy, 1967 [12]). Pro stanovení veličiny ψ je nutné stanovit střední efektivní teplotní spád, který se ve vztahu vyskytuje:

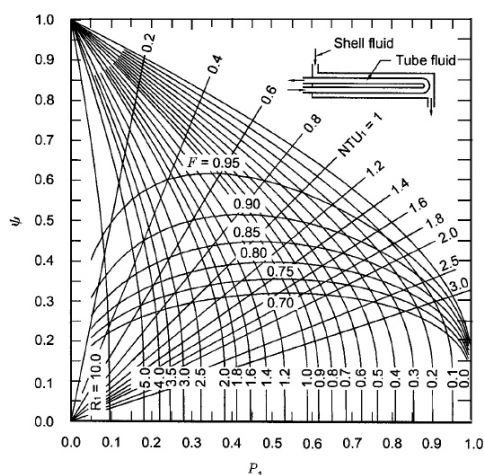
$$\Delta T_m = F \cdot \Delta T_{ln}, \quad (42)$$

kde F je korekční faktor. Veličina ψ je definována jako:

$$\psi \equiv \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{max}} = \frac{\varepsilon}{NTU} = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2}.^4 \quad (43)$$

Pro tepelný výkon platí [12]:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \psi \cdot \Delta T_{max}. \quad (44)$$

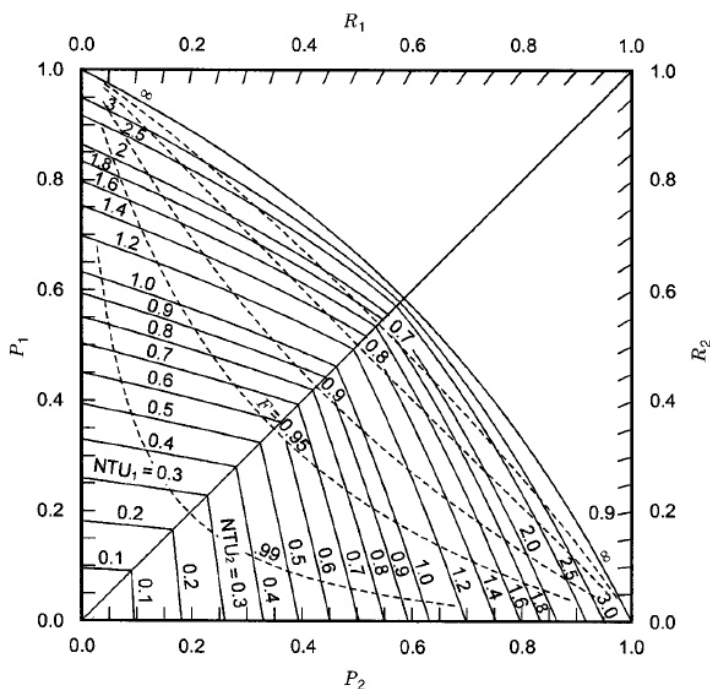


Obr. 12 Müllerův ψ - P diagram [12]

³ Indexy 1 a 2 značí médium, při indexaci nezáleží, které médium je horké a které studené. [12]

⁴ Převodní vztah mezi metodou $\psi - P$ a metodami ε - NTU a P - NTU .

Pro úplnost je uvedena další grafická metoda P_1 - P_2 . Jedná se o trojúhelníkový diagram závislosti P_1 na R_1 a NTU_1 a P_2 na R_2 a NTU_2 . Navržena byla v roce 1990 (tzv. *Roetzel-Spangovy* diagramy) [12].



Obr. 13 Roetzel-Spangův diagram [12]

4 Výpočet zadaného výměníku

V této kapitole je podrobně rozebrán výpočet kompaktního výměníku. Zadány jsou vstupní parametry obou médií (olej, vzduch) a geometrie výměníku. Pro výpočet je použita metoda ε -NTU, protože mezi zadanými parametry nejsou výstupní teploty a není požadavek na výstupní teplotu jednoho z médií.

Tab. 4 Vstupní parametry výměníku olej-vzduch

Olej - vstup	
Tlak $p_{h,i}$	1,5 MPa
Teplota $T_{h,i}$	102 °C
Hmotnostní průtok \dot{m}_h	0,667 kg/s
Vzduch - vstup	
Tlak $p_{c,i}$	101325,4 Pa
Teplota $T_{c,i}$	40 °C
Měrná vlhkost x_i	40 g/kg _{s.v.}
Objemový průtok \dot{V}_c	1,094918 m ³ /s

4.1 Odhad výstupních teplot

Aby bylo možno počítat s průměrnými látkovými vlastnostmi, je nutné alespoň zhruba odhadnout výstupní teploty. V literatuře se uvádí jako standardní počítat s efektivností $\varepsilon = 0,75$ [10]. Je třeba určit celkové tepelné kapacity C_c a C_h . Olejové veličiny budou mít index h (*hot*), vzduchové c (*cold*). Látkové vlastnosti pro vstupní teploty budou mít index od . Určeny jsou podle literatury [10].

Suchý vzduch při 40 °C:

$$c_{p,c,od}^{s.v.} = 1005 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (45)$$

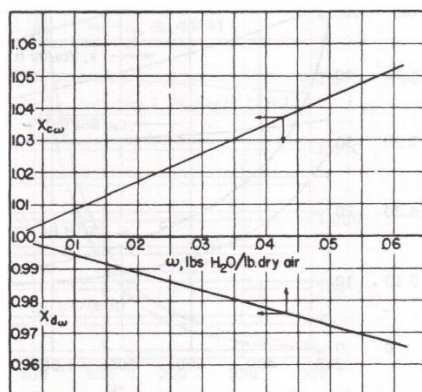
$$\rho_{c,od}^{s.v.} = 1,1277 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}. \quad (46)$$

Motorový olej při 100 °C:

$$c_{p,h,od} = 2214 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (47)$$

$$\rho_{h,od} = 840 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}. \quad (48)$$

Podle korekčního grafu je nutné u suchého vzduchu veličiny korigovat.



Obr. 14 Korekční faktory vlhkého vzduchu [10]

Měrné vlhkosti $x_i = 40 \text{ g/kg}_{\text{s.v.}}$ odpovídá korekční faktor měrné tepelné kapacity $X_{c,\omega} = 1,035$ a korekční faktor hustoty $X_{d,\omega} = 0,978$, tedy:

$$c_{p,c,od} = X_{c,\omega} \cdot c_{p,c,od}^{\text{s.v.}} = 1,035 \cdot 1005 = 1040,1750 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (49)$$

$$\rho_{c,od} = X_{d,\omega} \cdot \rho_{c,od}^{\text{s.v.}} = 0,978 \cdot 1,1277 = 1,1027 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}. \quad (50)$$

Z objemového průtoku vzduchu se získá hmotnostní průtok ze známého vztahu pro hustotu:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow \rho_{c,od} = \frac{\dot{m}_{c,od}}{\dot{V}_c} \rightarrow \dot{m}_{c,od} = \rho_{c,od} \cdot \dot{V}_c = 1,1027 \cdot 1,094918 = 1,2074 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (51)$$

Nyní se určí průtoky tepelných kapacit:

$$C_{h,od} = \dot{m}_h \cdot c_{p,h,od} = 0,667 \cdot 2214 = 1476,738 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (52)$$

$$C_{c,od} = \dot{m}_{c,od} \cdot c_{p,c,od} = 1,2074 \cdot 1040,175 = 1255,9073 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (53)$$

$$C_{\min,od} = C_{c,od}. \quad (54)$$

Po dosazení a vyjádření jsou výstupní teploty následující:

$$\varepsilon_{od} = \frac{C_{h,od} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o,od})}{C_{\min,od} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_{c,od} \cdot (T_{c,o,od} - T_{c,i})}{C_{\min,od} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \rightarrow 0,75 = \frac{C_{h,od} \cdot (102 - T_{h,o,od})}{C_{c,od} \cdot (102 - 40)} = \frac{C_{c,od} \cdot (T_{c,o,od} - 40)}{C_{c,od} \cdot (102 - 40)} \quad (55)$$

$$T_{h,o,od} = 62,45^\circ\text{C} \quad T_{c,o,od} = 86,50^\circ\text{C}. \quad (56)$$

Průměrné teploty tedy jsou:

$$T_{av,h} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o,od}}{2} = \frac{102 + 62,45}{2} \cong 82^\circ\text{C} \quad (57)$$

$$T_{av,c} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o,od}}{2} = \frac{40 + 86,50}{2} \cong 63^\circ\text{C}. \quad (58)$$

Z těchto průměrných teplot lze nyní stanovit odpovídající látkové vlastnosti, jež budou použity pro další průběh výpočtu.

Vzduch při 63 °C:

$$\begin{aligned}c_{p,c} &= 1042,555 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \\ \rho_c &= 1,0276 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}, \\ \eta_c &= 20,155 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}, \\ \nu_c &= 19,19 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}, \\ \text{Pr}_c &= 0,7067.\end{aligned}$$

Motorový olej při 82 °C:

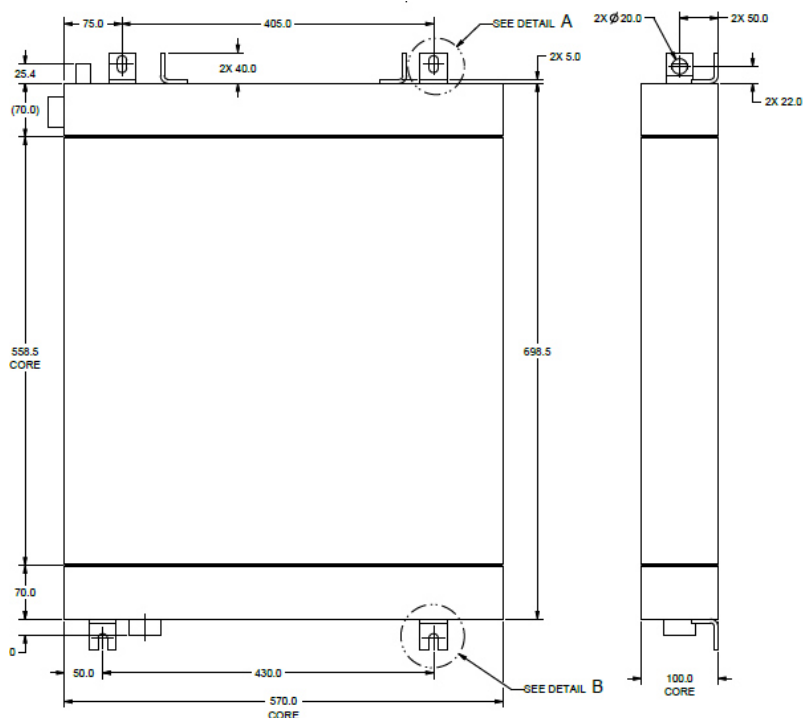
$$\begin{aligned}c_{p,h} &= 2132,64 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \\ \rho_h &= 850,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}, \\ \eta_h &= 33,184 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}, \\ \nu_h &= 38,932 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}, \\ \text{Pr}_h &= 513,97, \\ \lambda_{f,h} &= 0,13744 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}.\end{aligned}$$

Prandtlovo číslo oleje je třeba spočítat analyticky:

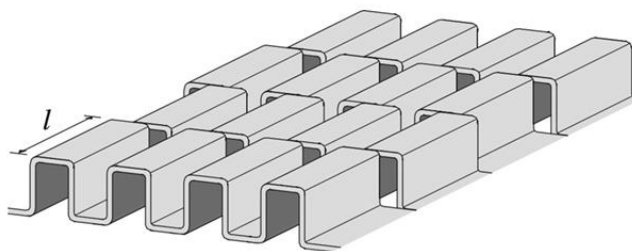
$$\text{Pr}_h = \frac{\rho_h \cdot c_{p,h} \cdot \nu_h}{\lambda_{f,h}} = \frac{850,8 \cdot 2132,64 \cdot 38,932 \cdot 10^{-6}}{0,13744} = 513,97. \quad (59)$$

4.2 Rozměry a geometrie výměníku

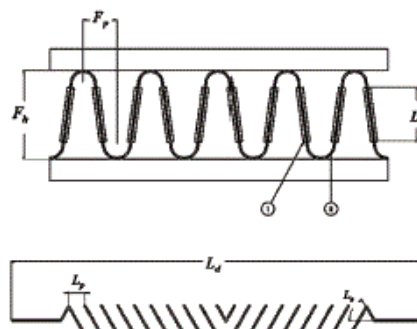
Kompaktní výměník má rozměry jádra 570 × 558,5 × 100 mm (š × v × h). Olejová strana je tvořena přesazenými obdélníkově zvlněnými pásy z nerezové oceli (angl. *offset strip fins*). Na straně vzduchu jsou taktéž vlnité pásy, které jsou však po celé délce výměníku bez rozdělení. Pro zvýšení součinitele přestupu tepla jsou stěny plechů žebrovány (angl. *louvered plate-fins*), které narušují mezní vrstvu. Mezi těmito průchody jsou plechy oddělující média tloušťky $d = 0,5$ mm z nerezové oceli, kterými přestupuje teplo kondukací.



Obr. 15 Rozměrové schéma výměníku



Obr. 16 Geometrie jednoho průchodu olejové strany [13]



Obr. 17 Geometrie jednoho průchodu vzduchové strany [12]

Podle zadání firmy Ingersoll Rand CZ s. r. o. byly v programu SolidWorks vytvořeny idealizované geometrie modulů. Pro názornost výpočtu je vhodné průchod, který je na obou stranách výměníku symetrický podle os x i y , rozdělit na určitý počet modulů n_h a n_c .

4.2.1 Hydraulický průměr

Dalším krokem výpočtu je určení hydraulických průměrů pro obě strany výměníku. Jedná se o charakteristický rozměr potrubí, jímž médium protéká. Ve složitějších situacích, jako je v tomto případě geometrie olejové strany, je nutné zlomek rozšířit délkou modulu. Obecně je vztah následující:

$$D_h = 4 \cdot \frac{S_{pr}}{O_{sm}}, \quad (60)$$

S_{pr} – průtočná plocha [m^2],

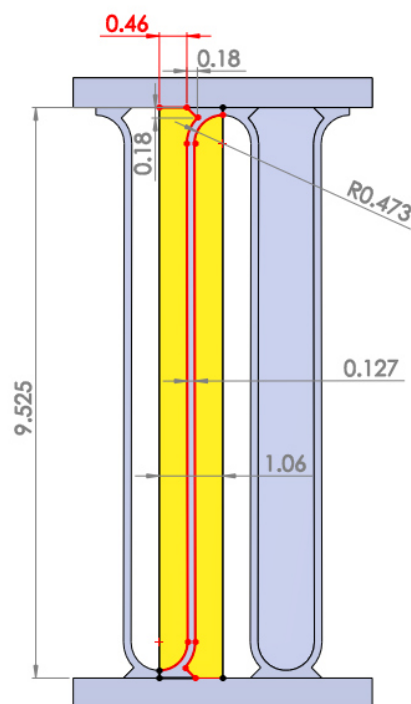
O_{sm} – smáčený obvod [m].

Z Obr. 18 je zřejmá symetrie modulů v celém vzduchovém průřezu. Průchody se opakují s krokem $f_{p,c} = 1,06$ mm. Jako jeden modul je zvolen obdélník o rozměrech $9,525 \times 1,06$ mm (ohraničený červenými a černými úsečkami). Průtočná plocha odpovídá žlutým plochám. Smáčený obvod potom reprezentují dvě červené křivky. Plochy i délka křivek byly určeny v programu SolidWorks.

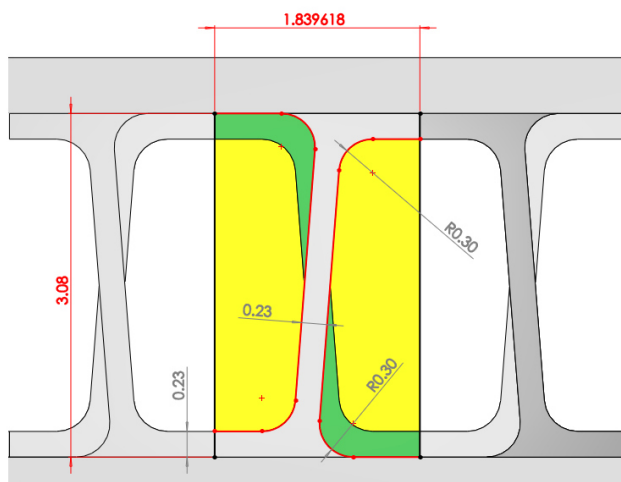
$$S_{pr,c} = 2 \cdot 4,37395653 = 8,74791306 \text{ mm}^2, \quad (61)$$

$$O_{sm,c} = 2 \cdot 10,24776385 = 20,4955277 \text{ mm}, \quad (62)$$

$$D_{h,c} = 4 \cdot \frac{S_{pr,c}}{O_{sm,c}} = 4 \cdot \frac{8,74791306}{20,4955277} = 1,7072 \text{ mm}. \quad (63)$$



Obr. 18 Geometrie modulu vzduchové strany



Obr. 19 Geometrie modulu olejové strany

V případě olejového modulu, (Obr. 19), je situace poněkud komplikovanější. Průchody s moduly o délce 5 mm (viz kóta l na Obr. 16) jsou skládány za sebe s přesazením $f_{p,c} = 1,839618$ mm. Jeden modul je zvolen obdélník, jehož rozměry jsou $3,08 \times 1,839618$ mm. Analogicky jako v případě vzduchu jsou žluté plochy částí průtočné plochy. Je třeba si ale uvědomit, že zelené plochy jsou žebra, která jsou v zákrytu za a před modulem.

Médium může protéct plochou, která je tvořena dvěma žlutými a dvěma zelenými částmi. Smáčený obvod je tvořen červenými křivkami. Nezbytné je ovšem představit si protékající tekutinu. Ta na konci modulu musí obtéct překážku ve formě dvou zelených ploch. Tyto plochy tedy musí být přičteny k smáčenému obvodu, respektive smáčené ploše. Tím, že nejen za, ale i před modulem se nachází další, pouze odsazený modul, se do smáčivé plochy přičtou zelené plochy ještě jednou, celkově tedy $4 \times$. Aby bylo možno spočítat hydraulický průměr je třeba vztah rozšířit délkou modulu $w_h = 5$ mm.

$$S_{sm,h,zelená} = 0,33697821 \text{ mm}^2, \quad (64)$$

$$S_{pr,h} = 2 \cdot 1,94205705 + 2 \cdot 0,33697821 = 4,55807052 \text{ mm}^2, \quad (65)$$

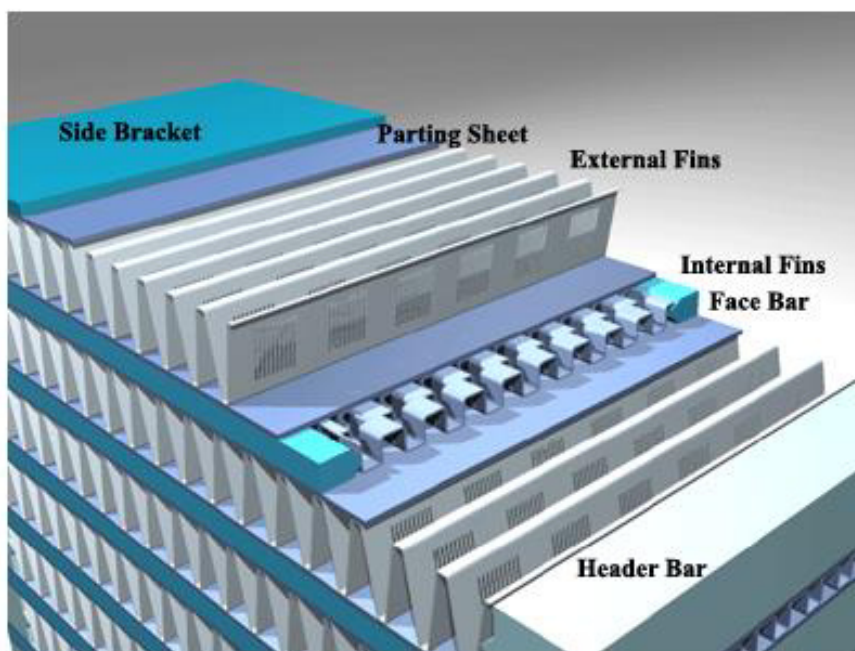
$$O_{sm,h} = 2 \cdot 4,22427309 = 8,44854618 \text{ mm}, \quad (66)$$

$$D_h = 4 \cdot \frac{S_{pr}}{O_{sm}} \cdot \frac{w}{w} = 4 \cdot \frac{V_{pr}}{S_{sm}} \rightarrow D_{h,h} = 4 \cdot \frac{V_{pr,h}}{S_{sm,h} + 4 \cdot S_{sm,h,zelená}} =$$

$$4 \cdot \frac{S_{pr,h} \cdot w_h}{O_{sm,h} \cdot w_h + 4 \cdot S_{sm,h,zelená}} = 4 \cdot \frac{4,55807052 \cdot 5}{8,44854618 \cdot 5 + 4 \cdot 0,33697821} = 2,0913 \text{ mm}. \quad (67)$$

4.2.2 Počet modulů

Nyní je třeba určit počet modulů v celém výměníku. Výchozí jsou rozměry jádra, jež jsou vypsány na začátku této kapitoly. To, co se fyzikálně děje v jednom modulu, lze uplatnit na celý výměník nehlédě na jeho velikost.



Obr. 20 3D model kompaktního výměníku

Čelní plocha pro olej má rozměr $100 \times 570 \text{ mm}$ ($\text{š} \times \text{v}$). Z obr. 20 je patrné, že šířka 100 mm bude ještě zmenšena o čelní lištu (*face bar*), která má rozměr zhruba 4,5 mm, celkem tedy 9 mm. Boky výměníku jsou zakrytovány bočními deskami (*side bracket*) neznámé výšky. Nicméně je zřejmé, že je to více než plech, jenž rozděluje olejové a vzduchové průchody. Předpokládaná šířka je tedy 2 mm, celkem 4 mm. Olejová čelní plocha je díky tomu redukována na rozměr $91 \times 566 \text{ mm}$ ($\text{š} \times \text{v}$). Počet modulů v jednom průchodu je jednoduše zjistitelný, pokud se šířka podělí roztečí olejových modulů $f_{p,h}$. Zaveden je index IPR pro jeden průchod výměníku.

Počet modulů v jednom průchodu oleje:

$$n_{\text{mod},h,1\text{PR}} = \frac{91}{f_{p,h}} = \frac{91}{1,839618} = 49,47 \doteq 49. \quad (68)$$

Pro čelní plochu vzduchu, která má rozměry jádra $570 \times 558,5$ mm ($\text{š} \times \text{v}$) platí redukce šířky cca 2×2 mm kvůli bočním deskám (*side bracket*), je tedy stejná jako u oleje pro výšku. Pro výšku vzduchu platí redukce hlavními lištami (*header bar*), cca 2×5 mm. Výsledná čelní plocha je $566 \times 548,5$ mm.

Počet modulů v jednom průchodu vzduchu:

$$n_{\text{mod},c,1\text{PR}} = \frac{548,5}{f_{p,c}} = \frac{548,5}{1,06} = 517,45 \doteq 517. \quad (69)$$

Počet řádků průchodů pro obě strany je totožný. Získá se podílem výšky a rozměrem periodicky se opakující sestavy *plech*, *vzduchový průchod*, *plech*, *olejový průchod*.

Sestava má rozměr 13,605 mm. Počty řádků jsou tedy následující:

$$n_{r,h} = \frac{566}{13,605} = 41,60 \doteq 41, \quad (70)$$

$$\begin{aligned} 0,60 \cdot 13,605 &= \\ 8,163 \text{ mm} &\rightarrow 0,5 + 9,525 = \\ &= 10,025 \geq 8,163. \end{aligned} \quad (71)$$

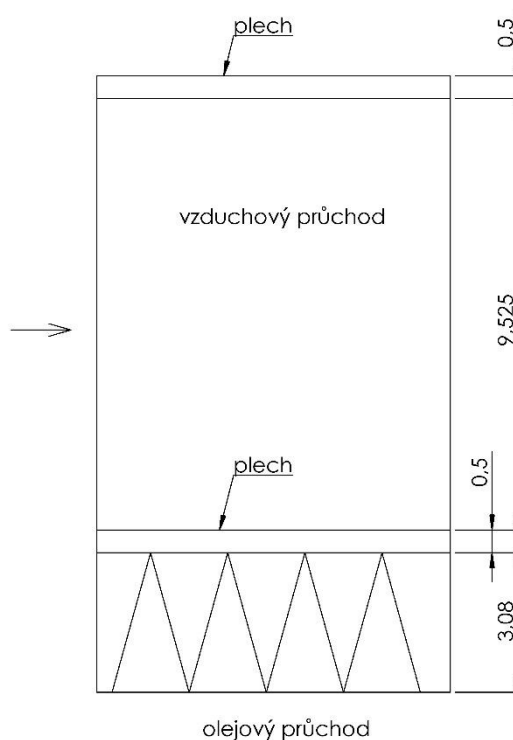
Zbyde zhruba 8,2 mm. To je méně, než součet plechu a vzduch. průchodu. Pro obě strany tedy platí rovnost řádků průchodů:

$$n_{r,c} = \frac{566}{13,605} = 41,60 \doteq 41. \quad (72)$$

Z Obr. 21 je patrné, že v jedné sestavě je počet desek 2. Pro určení počtu desek je nezbytné si uvědomit, že aktivní desky jsou ty, které oddělují obě média. V první sestavě horní deska tuto funkci neplní (odečtet jedné desky). V dalších sestavách jsou dvě.

Počet desek je:

$$n_{r,\text{deska}} = 2 \cdot n_{r,c} - 1 = 81. \quad (73)$$



Obr. 21 Schéma složení výměníku

Počet modulů horké a studené strany je:

$$n_h = n_{\text{mod},h,1\text{PR}} \cdot n_{r,h} = 49 \cdot 41 = 2009, \quad (74)$$

$$n_c = n_{\text{mod},c,1\text{PR}} \cdot n_{r,c} = 517 \cdot 41 = 21197. \quad (75)$$

4.3 Reynoldsovo číslo

K výpočtu Reynoldsova čísla je zapotřebí zjistit rychlost v modulu, což řeší rovnice kontinuity. Pro zjednodušení budou některé veličiny přepočteny na jeden modul a výpočet bude nadále pokračovat pro jeden modul.

Hmotnostní průtok oleje jedním modulem:

$$\dot{m}_{h,\text{mod}} = \frac{\dot{m}_h}{n_h} = \frac{0,667}{2009} = 3,3200 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (76)$$

Rychlost oleje v jednom modulu:

$$\dot{m} = w \cdot S \cdot \rho \rightarrow w = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho} \rightarrow w_h = \frac{\dot{m}_{h,\text{mod}}}{S_{\text{pr},h} \cdot \rho_h} = \frac{3,3200 \times 10^{-4}}{4,55807052 \times 10^{-6} \cdot 850,8} = 0,0856 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (77)$$

Reynoldsovo číslo oleje:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot D_h}{\nu} \rightarrow \text{Re}_h = \frac{w_h \cdot D_{h,h}}{\nu_h} = \frac{0,0856 \cdot 2,0913 \times 10^{-3}}{38,932 \cdot 10^{-6}} = 4,5982. \quad (78)$$

Objemový průtok vzduchu v jednom modulu:

$$\dot{V}_{c,\text{mod}} = \frac{\dot{V}_c}{n_c} = \frac{1,094918}{21197} = 5,1654 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}. \quad (79)$$

Rychlost vzduchu v jednom modulu:

$$\dot{V} = w \cdot S \rightarrow w = \frac{\dot{V}}{S} \rightarrow w_c = \frac{\dot{V}_{c,\text{mod}}}{S_{\text{pr},c}} = \frac{5,1654 \times 10^{-5}}{8,74791306 \times 10^{-6}} = 5,9047 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (80)$$

Reynoldsovo číslo vzduchu:

$$\text{Re}_c = \frac{w_c \cdot D_{h,c}}{\nu_c} = \frac{5,9047 \cdot 1,7072 \times 10^{-3}}{19,19 \cdot 10^{-6}} = 525,2998. \quad (81)$$

4.4 Součinitel přestupu tepla

Dalším krokem je výpočet součinitelů přestupu tepla obou médií. Podle geometrie je potřeba určit *Chilton – Colburnův j* faktor. Jednou z možností je spočítat jej z analytického vztahu, jinou využít experimentálních dat pro nejpodobnější geometrii. Pro demonstraci rozdílů budou uvedeny obě varianty.

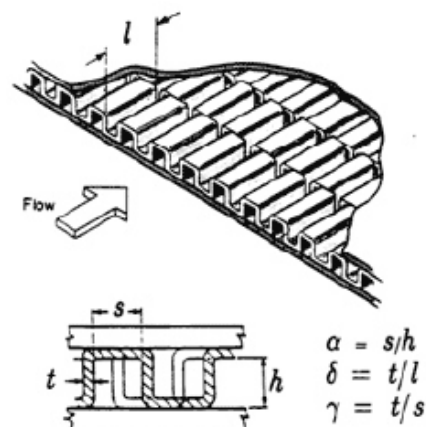
4.4.1 Analytický výpočet j faktoru

V literatuře [12] je uveden empirický vztah pro přesazované vlnité plechy. Výchozí rozměry jsou na Obr. 19, na Obr. 22 jsou zobrazeny rozměry potřebné pro výpočet. Veličiny jsou zaokrouhleny.

$$\alpha = \frac{s}{h} = \frac{1,61}{2,8} = 0,575, \quad (82)$$

$$\delta = \frac{t}{l} = \frac{0,23}{5} = 0,046, \quad (83)$$

$$\gamma = \frac{t}{s} = \frac{0,23}{1,61} = \frac{1}{7}. \quad (84)$$



Obr. 22 Geometrie olejové strany, výpočet j faktoru

Empirický vztah pro olejovou stranu vypadá následovně:

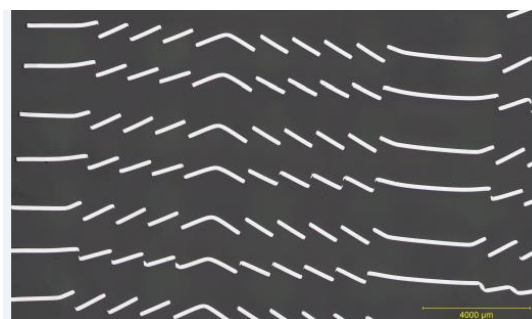
$$\begin{aligned} j_{h,1} &= 0,6522 \cdot \text{Re}_h^{-0,5403} \cdot (\alpha)^{-0,1541} \cdot (\delta)^{0,1499} \cdot (\gamma)^{-0,0678} = 0,6522 \cdot \\ &4,5982^{-0,5403} \cdot (0,575)^{-0,1541} \cdot (0,046)^{0,1499} \cdot \left(\frac{1}{7}\right)^{-0,0678} = 0,2240. \end{aligned} \quad (85)$$

Pro žebrované vlnité plechy vzduchu je třeba stanovit Reynoldsovo číslo na rozteči žebrování (jedná se o rozměr l_p na Obr. 23). Vztah je následující:

$$\text{Re}_{lp} = \frac{G \cdot l_p}{\eta}, \quad (86)$$

G – hmotnostní rychlost
(z angl. mass velocity) [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$].

Nepřesné údaje geometrie vzduchu sťažují návrh rozměrů. Dle dostupných dat (Obr. 23) jsou rozměry přibližně navrženy. Označování dle Obr. 24.



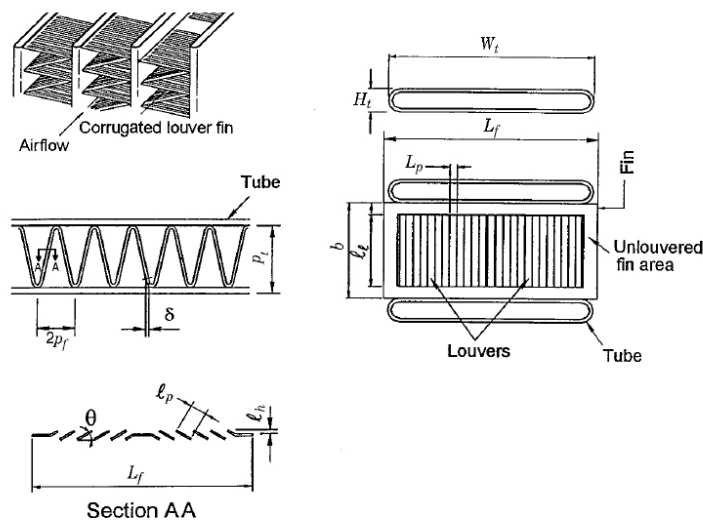
Obr. 23 Reálné žebrování vzduchových průchodů

$$\begin{aligned} \theta &= 20^\circ, \\ p_f &= f_{p,c} = 1,06 \text{ mm}, \\ l_p &= 1 \text{ mm}, \\ b &= 9,525 \text{ mm}, \\ W_t &= 100 \text{ mm}, \\ l_l &= 6,5 \text{ mm}, \\ p_t &= 10,025 \text{ mm}, \\ \delta &= 0,127 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Pro stanovení hmotnostní rychlosti vzduchu je třeba stanovit hmotnostní průtok vzduchu v jednom modulu:

$$\dot{m}_c = \dot{V}_c \cdot \rho_c = 1,094918 \cdot 1,0276 = 1,1251 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (87)$$

$$\dot{m}_{c,\text{mod}} = \frac{\dot{m}_c}{n_c} = \frac{1,1251}{21197} = 5,3078 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (88)$$



Obr. 24 Rozměry žebrovaných průchodů [12]

Hmotností rychlost vzduchu je:

$$G_c = \frac{\dot{m}_{c,\text{mod}}}{S_{pr,c}} = \frac{5,3078 \times 10^{-5}}{8,74791306 \times 10^{-6}} = 6,0675 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (89)$$

Reynoldsovo číslo vzduchu na rozměru l_p :

$$Re_{lp} = \frac{G_c \cdot l_p}{\eta_c} = \frac{6,0675 \cdot 1 \times 10^{-3}}{20,155 \cdot 10^{-6}} = 301,0419. \quad (90)$$

V literatuře [12] je pro j faktor uváděn následující vztah:

$$\begin{aligned} j_{c,1} &= Re_{lp}^{-0,49} \cdot \left(\frac{\theta}{90^\circ}\right)^{0,27} \cdot \left(\frac{p_f}{l_p}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{b}{l_p}\right)^{-0,29} \cdot \left(\frac{W_t}{l_p}\right)^{-0,23} \cdot \left(\frac{l_1}{l_p}\right)^{0,68} \\ &\cdot \left(\frac{p_t}{l_p}\right)^{-0,28} \cdot \left(\frac{\delta}{l_p}\right)^{-0,05} = 301,0419^{-0,49} \cdot \left(\frac{20^\circ}{90^\circ}\right)^{0,27} \cdot \left(\frac{1,06}{1}\right)^{-0,14} \\ &\cdot \left(\frac{9,525}{1}\right)^{-0,29} \cdot \left(\frac{100}{1}\right)^{-0,23} \cdot \left(\frac{6,5}{1}\right)^{0,68} \cdot \left(\frac{10,025}{1}\right)^{-0,28} \cdot \left(\frac{0,127}{1}\right)^{-0,05} = 0,1487. \end{aligned} \quad (91)$$

Je třeba zdůraznit, že v tomto případě nebyly splněny všechny podmínky použití vztahu. Nedodržena byla podmínka $15,6 \leq W_t \leq 57,4 \text{ mm}$.

Je možné využít zjednodušeného vztahu, který vypadá následovně:

$$j_{c,2} = 0,425 \cdot Re_{lp,c}^{-0,496} = 0,425 \cdot 301,0419^{-0,496} = 0,0251. \quad (92)$$

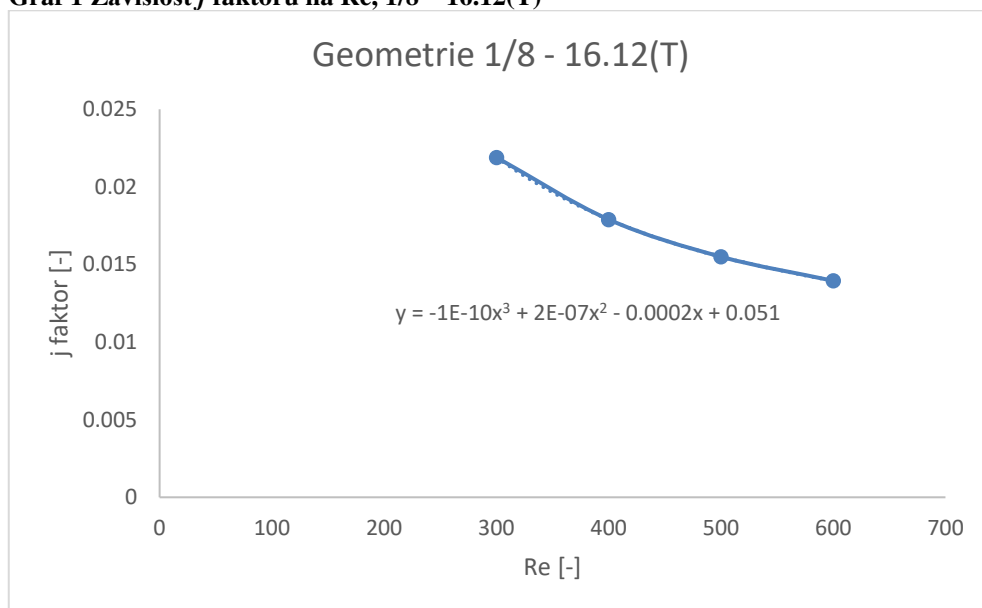
Je vidět, že pro vzduchovou stranu jsou odchylky markantní. Později bude ukázáno, jaký vliv má tento faktor na součinitel přestupu tepla.

4.4.2 Určení j faktoru z experimentálních dat

Pro olejovou stranu existuje v literatuře [10] velký počet rozměrově podobných geometrií. Pro zjištění j faktoru u tak malého Reynoldsova čísla na olejové straně bylo třeba vytvořit grafy 4 nejnižších hodnot j faktoru v závislosti na Reynoldsově čísle. Poté byla spočítána hodnota j faktoru pro vypočtené Reynoldsovo číslo podle rovnice křivky (bylo proloženo polynomem třetího stupně, který se jevil jako nejpřesnější). Zde jsou data nejbližších rozměrových geometrií.

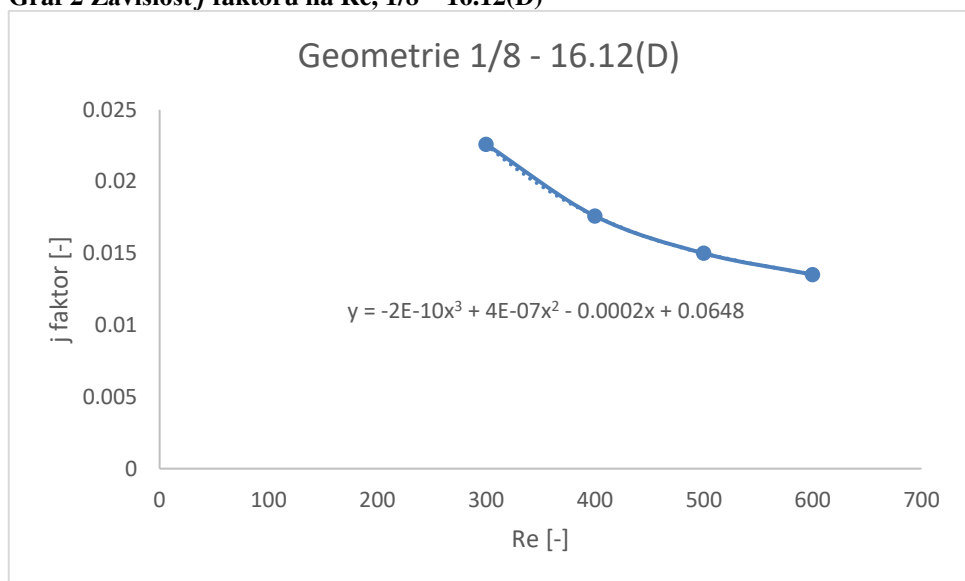
Data pro olejovou stranu:

Graf 1 Závislost j faktoru na Re , 1/8 – 16.12(T)

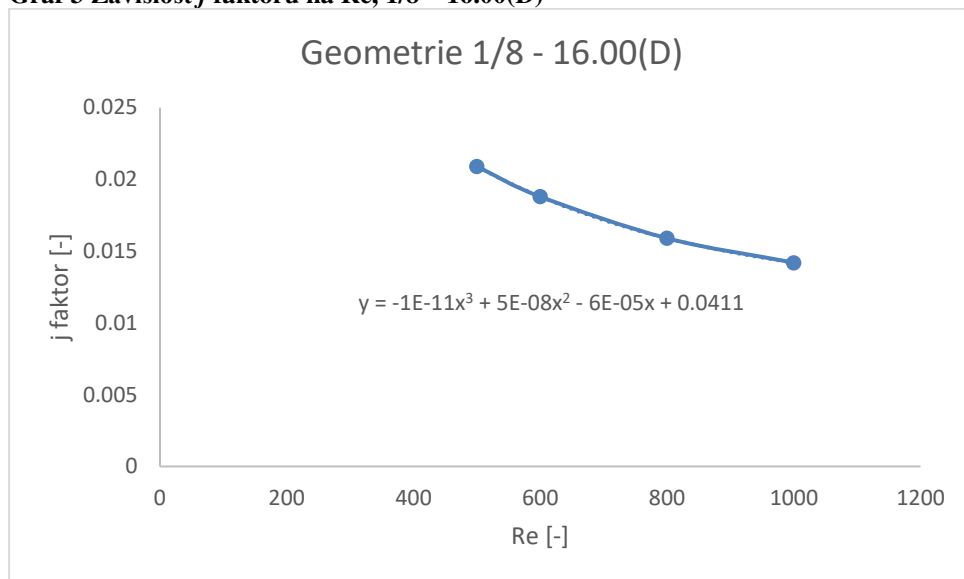


$$j_{h,2} = 0,051,$$

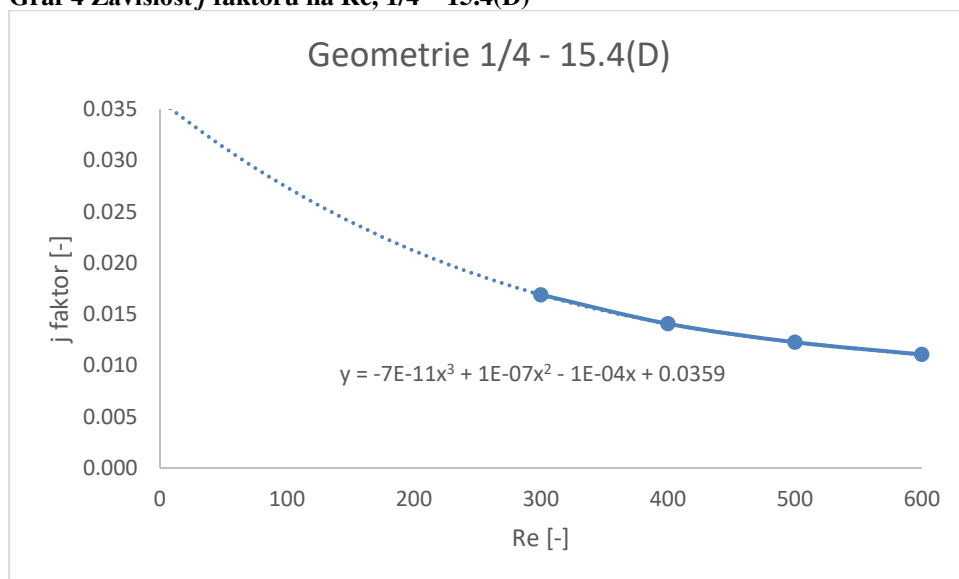
Graf 2 Závislost j faktoru na Re , 1/8 – 16.12(D)



$$j_{h,3} = 0,0639,$$

Graf 3 Závislost j faktoru na Re , 1/8 – 16.00(D)

$$j_{h,4} = 0,0408,$$

Graf 4 Závislost j faktoru na Re , 1/4 – 15.4(D)

$$j_{h,5} = 0,0354.$$

Průměrná hodnota j faktoru:

$$j_{h,av,exp} = \frac{j_{h,2} + j_{h,3} + j_{h,4} + j_{h,5}}{4} = \frac{0,051 + 0,0639 + 0,0408 + 0,0354}{4} = 0,0478. \quad (93)$$

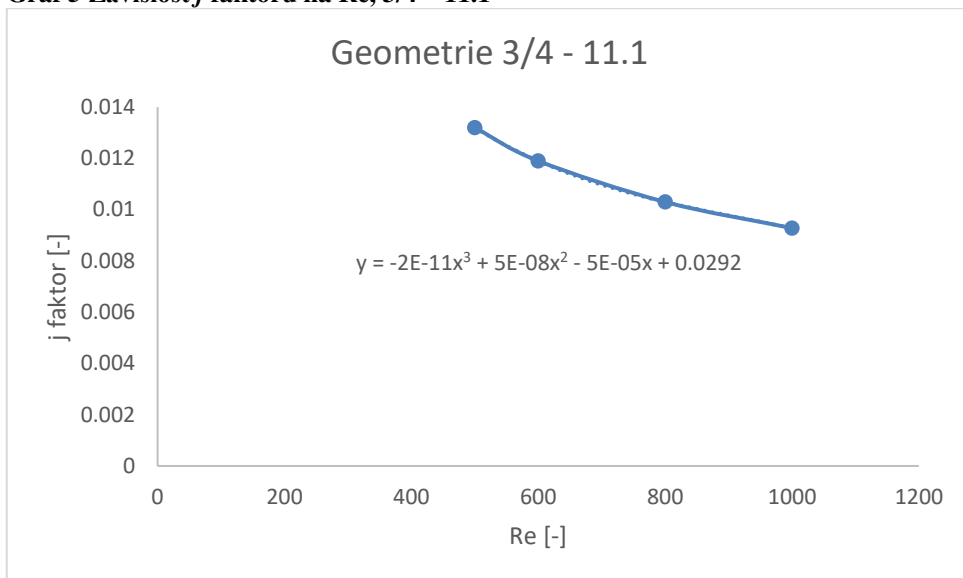
Geometrie s nejbližším hydraulickým průměrem je 1/7-15.75(D), j faktor je roven:

$$j_{h,6} = 0,0451.$$

Rozdíl mezi průměrem různých geometrií a tou, která je rozměrově (hydraulický průměr) nejbliž skutečným rozměrům není velký. Pohybuje se do 10 %. Velký rozdíl nastává při porovnání s analytickým řešením. Později bude ukázán vliv na součinitel přestupu tepla.

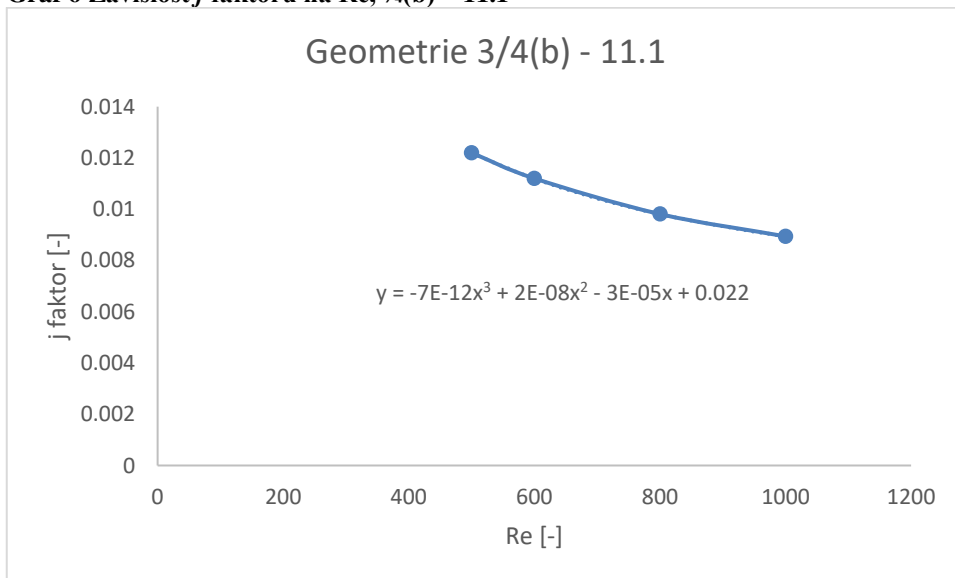
Pro vzduchovou stranu platí následující data (tvar vzduchových plechů neměl v literatuře žádnou rozměrově podobnou geometrii, je počítáno s rozměrově nejbližšími geometriemi):

Graf 5 Závislost j faktoru na Re , 3/4 – 11.1



$$j_{c,3} = 0,0138,$$

Graf 6 Závislost j faktoru na Re , 3/4(b) – 11.1



$$j_{c,4} = 0,0108,$$

$$j_{c,av,exp} = \frac{j_{c,3} + j_{c,4}}{2} = \frac{0,0138 + 0,0108}{2} = 0,0123.$$

Na vzduchové straně je rozdíl do 30 %. Při porovnání hodnot s analytickým výpočtem (zjednodušený vztah) je rozdíl více než 130 %.

Výpočet dále pokračuje stanovením hodnoty Stantonova čísla. Pro olejovou stranu musí být spočítána hmotnostní rychlost:

$$G_h = \frac{\dot{m}_{h,mod}}{S_{pr,h}} = \frac{3,3200 \times 10^{-4}}{4,55807052 \times 10^{-6}} = 72,8378 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (95)$$

Stantonovo číslo se vypočítá následovně:

$$St = \frac{j}{\frac{2}{Pr^{\frac{1}{3}}}}, \quad (96)$$

pro porovnání součinitelů přestupu tepla budou vypočteny některé případy. Pro olejovou stranu platí:

$$St_{h,1} = \frac{j_{h,1}}{\frac{2}{Pr_h^{\frac{1}{3}}}} = \frac{0,2240}{513,97^{\frac{2}{3}}} = 3,4911 \times 10^{-3}, \quad (97)$$

$$St_{h,av,exp} = \frac{j_{h,av,exp}}{\frac{2}{Pr_h^{\frac{1}{3}}}} = \frac{0,0478}{513,97^{\frac{2}{3}}} = 7,4497 \times 10^{-4}, \quad (98)$$

$$St_{h,6} = \frac{j_{h,6}}{\frac{2}{Pr_h^{\frac{1}{3}}}} = \frac{0,0451}{513,97^{\frac{2}{3}}} = 7,0289 \times 10^{-4}. \quad (99)$$

Pro vzduchovou stranu platí:

$$St_{c,1} = \frac{j_{c,1}}{\frac{2}{Pr_c^{\frac{1}{3}}}} = \frac{0,1487}{0,7067^{\frac{2}{3}}} = 0,1874, \quad (100)$$

$$St_{c,2} = \frac{j_{c,2}}{\frac{2}{Pr_c^{\frac{1}{3}}}} = \frac{0,0251}{0,7067^{\frac{2}{3}}} = 0,0316, \quad (101)$$

$$St_{c,3} = \frac{j_{c,3}}{\frac{2}{Pr_c^{\frac{1}{3}}}} = \frac{0,0138}{0,7067^{\frac{2}{3}}} = 0,0174, \quad (102)$$

$$St_{c,4} = \frac{j_{c,4}}{\frac{2}{Pr_c^{\frac{1}{3}}}} = \frac{0,0108}{0,7067^{\frac{2}{3}}} = 0,0136, \quad (103)$$

$$St_{c,av,exp} = \frac{j_{c,av,exp}}{\frac{2}{Pr_c^{\frac{1}{3}}}} = \frac{0,0123}{0,7067^{\frac{2}{3}}} = 0,0155. \quad (104)$$

Nyní se stanoví součinitel přestupu tepla podle vztahu:

$$\alpha = St \cdot G \cdot c_p, \quad (105)$$

pro olejovou stranu:

$$\alpha_{h,1} = St_{h,1} \cdot G_h \cdot c_{p,h} = 3,4911 \times 10^{-3} \cdot 72,8378 \cdot 2132,64 = 542,2963 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (106)$$

$$\alpha_{h,av,exp} = St_{h,av,exp} \cdot G_h \cdot c_{p,h} = 7,4497 \times 10^{-3} \cdot 72,8378 \cdot 2132,64 = 115,7213 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (107)$$

$$\alpha_{h,6} = St_{h,6} \cdot G_h \cdot c_{p,h} = 7,0289 \times 10^{-4} \cdot 72,8378 \cdot 2132,64 = 109,1847 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}. \quad (108)$$

Pro vzduchovou stranu:

$$\alpha_{c,1} = St_{c,1} \cdot G_c \cdot c_{p,c} = 0,1874 \cdot 6,0675 \cdot 1042,555 = 1185,4366 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (109)$$

$$\alpha_{c,2} = St_{c,2} \cdot G_c \cdot c_{p,c} = 0,0316 \cdot 6,0675 \cdot 1042,555 = 199,8922 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (110)$$

$$\alpha_{c,3} = St_{c,3} \cdot G_c \cdot c_{p,c} = 0,0174 \cdot 6,0675 \cdot 1042,555 = 110,0673 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (111)$$

$$\alpha_{c,4} = St_{c,4} \cdot G_c \cdot c_{p,c} = 0,0136 \cdot 6,0675 \cdot 1042,555 = 86,0296 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (112)$$

$$\alpha_{c,av,exp} = St_{c,av,exp} \cdot G_c \cdot c_{p,c} = 0,0155 \cdot 6,0675 \cdot 1042,555 = 98,0484 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}. \quad (113)$$

Pro olejovou bude zvolen průměr součinitele přestupu tepla z $\alpha_{h,av,exp}$ a $\alpha_{h,6}$:

$$\alpha_h = \frac{\alpha_{h,av,exp} + \alpha_{h,6}}{2} = \frac{115,7213 + 109,1847}{2} = 112,453 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (114)$$

pro vzduchovou stranu z $\alpha_{c,2}$, $\alpha_{c,3}$, $\alpha_{c,4}$ a $\alpha_{c,av,exp}$:

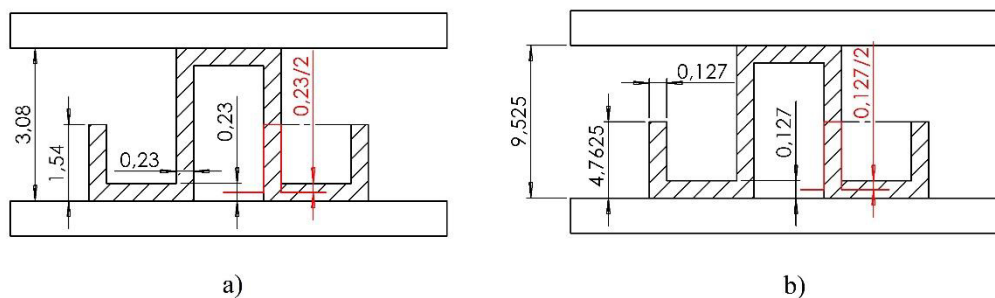
$$\alpha_c = \frac{\alpha_{c,2} + \alpha_{c,3} + \alpha_{c,4} + \alpha_{c,av,exp}}{4} = \frac{199,8922 + 110,0673 + 86,0296 + 98,0484}{4} = 123,5094 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}. \quad (115)$$

Mezi jednotlivými hodnotami jsou rozdíly, které ovlivňují další průběh výpočtu. Jak bude ukázáno, součinitel přestupu tepla má velký vliv na účinnost žebra, z toho poté plyne celková účinnost soustavy žeber. Při zvyšování α se účinnosti snižují. Při výpočtu prostupu tepla se spočítá tepelný odpor, ve kterém vystupuje jak α , tak celková účinnost soustavy žeber. Rozdíly hodnot veličin se relativně kompenzují.⁵

4.5 Účinnost žeber

Vlnité plechové pásy, které jsou umístěny mezi oddělovacími plechy lze z hlediska tepelného výpočtu považovat za žebra (rozšířené povrchy) se zjednodušeným tvarem dle Obr. 25 a je proto potřeba určit jejich účinnost. Vzhledem k rovinné symetrii vedené středem mezi oběma oddělovacími plechy budou uvažovány jako obdélníková žebra konstantního průřezu s adiabatickým koncem (Obr. 26). Stanovení příslušných rozměrů je patrné z Obr. 26.

⁵ Výpočtovým modulem byly zjištěny tepelné výkony pro maximální a minimální hodnoty α , výsledky byly 25-53 kW. Kvůli nesplnění podmínky empirického vztahu u vzduchu možnost jeho použití odpadá.



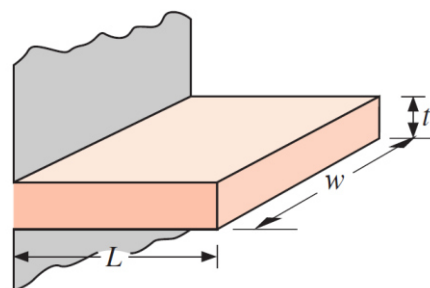
Obr. 25 Idealizovaná žebra a) olejová žebra, b) vzduchová žebra

Účinnost žebra s adiabatickým koncem se vypočte podle vztahu [1]:

$$\eta_f = \frac{\tanh m \cdot L}{m \cdot L}, \quad (116)$$

kde $m = \sqrt{\frac{\alpha \cdot P}{\lambda \cdot A_c}},$

resp. $m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\lambda \cdot t}}$ pro tenká dlouhá žebra
($w \gg t$),



Obr. 26 Rozměry žebra [1]

P – obvod žebra kolmo k q_f [m],

A_c – plocha průřezu žebra kolmo k q_f [m²].

Na začátku kapitoly byly vypočteny střední teploty na stranách výměníku. Pro zjednodušení se z těchto teplot spočítá celková střední teplota výměníku a je možné určit průměrný součinitel tepelné vodivosti [10]. Materiál je nerezová ocel AISI 304.

Na straně oleje (index h) mají žebra následující parametry:

$$t_{av,tot} = \frac{T_{av,h} + T_{av,c}}{2} = \frac{82 + 63}{2} = 72,5^\circ\text{C} \rightarrow \lambda = 17,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}. \quad (117)$$

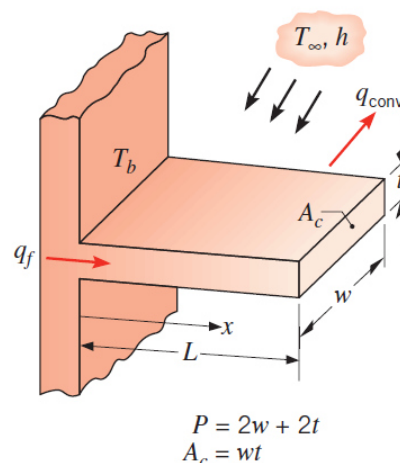
$$L_h = 1,425 \text{ mm},$$

$$w_h = 5 \text{ mm},$$

$$t_h = 0,23 \text{ mm}.$$

Na straně vzduchu (index c) pak:

$$L_c = 4,699 \text{ mm},$$



Obr. 27 Vztahy pro obdélníkové žebro [1]

$$w_c = 100 \text{ mm},$$

$$t_c = 0,127 \text{ mm}.$$

Dále tedy:

$$P_h = 2 \cdot (w_h + t_h) = 2 \cdot (5 + 0,23) = 10,46 \text{ mm}, \quad (118)$$

$$A_{c,h} = w_h \cdot t_h = 5 \cdot 0,23 = 1,15 \text{ mm}^2. \quad (119)$$

Díky tomu, že $w_c \gg t_c$ je možné využít zjednodušený vztah:

$$m_h = \sqrt{\frac{\alpha_h \cdot P_h}{\lambda \cdot A_{c,h}}} = \sqrt{\frac{112,453 \cdot 10,46 \times 10^{-3}}{17,2 \cdot 1,15 \times 10^{-6}}} = 243,8587 \text{ m}^{-1}, \quad (120)$$

$$m_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_c}{\lambda \cdot t_c}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 123,5094}{17,2 \cdot 0,127 \times 10^{-3}}} = 336,2784 \text{ m}^{-1}. \quad (121)$$

Účinnosti žeber potom tedy:

$$\eta_{f,h} = \frac{\tanh m_h \cdot L_c}{m_h \cdot L_c} = \frac{\tanh 243,8587 \cdot 1,425 \times 10^{-3}}{243,8587 \cdot 1,425 \times 10^{-3}} = 0,9616, \quad (122)$$

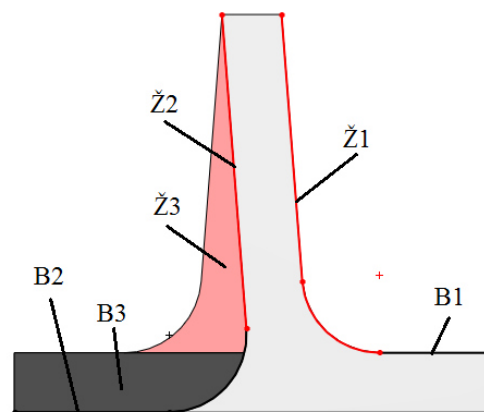
$$\eta_{f,c} = \frac{\tanh m_c \cdot L_c}{m_c \cdot L_c} = \frac{\tanh 336,2784 \cdot 4,699 \times 10^{-3}}{336,2784 \cdot 4,699 \times 10^{-3}} = 0,5825. \quad (123)$$

4.6 Celková účinnost soustavy žeber

Moduly stran mají rozdílné rozteče f_p , není tedy možné vypočítat celkovou účinnost soustavy žeber pouze na jednom modulu. Nebylo by možné takto postupovat ani při výpočtu součinitele prostupu tepla. Proto je třeba určit rozměry ploch v jednom modulu a poté je vynásobit počtem žeber. Tím se získají data celého výměníku.

Na Obr. 28 je žebro barevně rozděleno.

Červené křivky značí povrch žebra (vynásobením délek křivek w_h se získá povrch). Černé křivky označují básovou plochu, s povrchovou teplotou T_B . Šedá a růžovo-červená plocha označuje přesazené žebro druhého pásu. Šedá plocha musí být přičtena do básové plochy, a to dvakrát (vpředu a vzadu), stejně tak růžovo-červená část bude přičtena dvakrát do plochy žebra (v důsledku toho, že přesazené žebro je za i před každým modulem):



Obr. 28 Rozměry olejového žebra

$$B1 = 0,425 \cdot w_h = 0,425 \cdot 5 = 2,125 \text{ mm}^2, \quad (124)$$

$$B2 = 1,09452535 \cdot w_h = 1,09452535 \cdot 5 = 5,47262675 \text{ mm}^2, \quad (125)$$

$$B3 = 0,18787798 \text{ mm}^2, \quad (126)$$

$$\check{Z}1 = 1,48433611 \cdot w_h = 1,48433611 \cdot 5 = 7,42168055 \text{ mm}^2, \quad (127)$$

$$\check{Z}2 = 1,22041163 \cdot w_h = 1,22041163 \cdot 5 = 6,10205815 \text{ mm}^2, \quad (128)$$

$$\check{Z}3 = 0,14910024 \text{ mm}^2. \quad (129)$$

Plocha jednoho žebra a bázová plocha v jednom modulu:

$$S_{f,h} = \check{Z}1 + \check{Z}2 + 2 \cdot \check{Z}3 = 7,42168055 + 6,10205815 + 2 \cdot 0,14910024 = 13,821939918 \text{ mm}^2, \quad (130)$$

$$S_{B,h} = B1 + B2 + 2 \cdot B3 = 2,125 + 5,47262675 + 2 \cdot 0,18787798 = 7,97338271 \text{ mm}^2. \quad (131)$$

Počet žebířků na olejové straně výměníku je roven počtu modulů vynásobených dvěma (každý modul po rozdělení má dvě žebra) a počtem řad plechů:

$$n_{r,h,\text{žebro}} = \frac{558,5}{w_h} = \frac{558,5}{5} = 111,7 \div 111, \quad (132)$$

$$N_h = 2 \cdot n_h \cdot n_{r,h,\text{žebro}} = 2 \cdot 2009 \cdot 111 = 445998. \quad (133)$$

Celková teplosměnná plocha na olejové straně je:

$$S_{t,h} = N_h \cdot (S_{f,h} + S_{B,h}) = 445998 \cdot (13,821939918 + 7,97338271) = 9720670,301 \text{ mm}^2. \quad (134)$$

Analogicky pro vzduchovou stranu:

$$B1 = 0,70918186 \cdot w_c = 0,70918186 \cdot 100 = 70,918186 \text{ mm}^2, \quad (135)$$

$$\check{Z}1 = 4,63374397 \cdot w_c = 4,63374397 \cdot 100 = 463,374397 \text{ mm}^2, \quad (136)$$

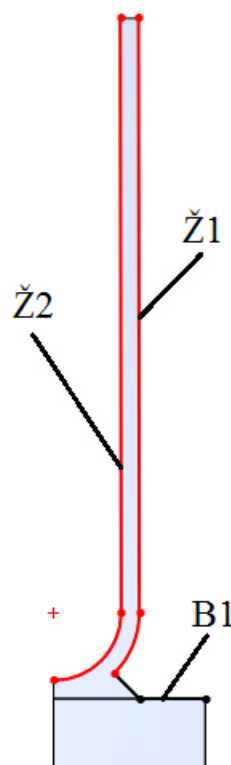
$$\check{Z}2 = 4,905491735 \cdot w_c = 4,905491735 \cdot 100 = 490,5491735 \text{ mm}^2, \quad (137)$$

$$S_{f,c} = \check{Z}1 + \check{Z}2 = 463,374397 + 490,5491735 = 953,9235705 \text{ mm}^2, \quad (138)$$

$$S_{B,c} = B1 = 70,918186 \text{ mm}^2, \quad (139)$$

$$N_c = 2 \cdot n_c = 2 \cdot 21197 = 42394, \quad (140)$$

$$S_{t,c} = N_c \cdot (S_{f,c} + S_{B,c}) = 42394 \cdot (953,9235705 + 70,918186) = 43447141,43 \text{ mm}^2. \quad (141)$$



Obr. 29 Rozměry vzduchového žebra

Pro celkovou účinnost soustavy žeber platí následující vztah [1]:

$$\eta_{S\dot{z}} = 1 - \frac{N \cdot S_f}{S_t} (1 - \eta_f), \quad (142)$$

tedy:

$$\eta_{S\dot{z},h} = 1 - \frac{N_h \cdot S_{f,h}}{S_{t,h}} (1 - \eta_{f,h}) = 1 - \frac{445998 \cdot 13,821939918 \times 10^{-6}}{9720670,301 \times 10^{-6}} (1 - 0,9616) = 0,9756, \quad (143)$$

$$\eta_{S\dot{z},c} = 1 - \frac{N_c \cdot S_{f,c}}{S_{t,c}} (1 - \eta_{f,c}) = 1 - \frac{42394 \cdot 953,9235705 \times 10^{-6}}{43447141,43 \times 10^{-6}} (1 - 0,5825) = 0,6114. \quad (144)$$

4.7 Součinitel prostupu tepla

Hodnota součinitele prostupu tepla se určí z jednotlivých tepelných odporů (kap. 3.33.2). Tepelné odpory soustav žeber na straně oleje a vzduchu mají pro celý výměník hodnoty:

$$R_{t,\alpha_h} = \frac{1}{\alpha_h \cdot S_{t,h} \cdot \eta_{S\dot{z},h}} = \frac{1}{112,453 \cdot 9720670,301 \times 10^{-6} \cdot 0,9756} = 9,3769 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}, \quad (145)$$

$$R_{t,\alpha_c} = \frac{1}{\alpha_c \cdot S_{t,c} \cdot \eta_{S\dot{z},c}} = \frac{1}{123,5094 \cdot 43447141,43 \times 10^{-6} \cdot 0,6114} = 3,0480 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}. \quad (146)$$

Pro výpočet tepelného odporu oddělovacích plechů, je třeba určit jejich teplosměnnou plochu. Na Obr. 20 lze vidět, že k prostup tepla dochází pouze v redukované ploše o rozměru, $91 \times 548,5$ (š \times v).

Plocha desky:

$$S_{\text{deska}} = 91 \cdot 548,5 = 49913,5 \text{ mm}^2. \quad (147)$$

Tepelný odpor jedné desky je:

$$R_{t,\text{deska}} = \frac{d}{\lambda \cdot S_{\text{deska}}} = \frac{0,5 \times 10^{-3}}{17,2 \cdot 49913,5 \times 10^{-6}} = 5,8240 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}, \quad (148)$$

celkový tepelný odpor všech desek je:

$$R_{t,C,\text{deska}} = \frac{R_{t,\text{deska}}}{n_{f,\text{deska}}} = \frac{5,8240 \times 10^{-4}}{81} = 7,1901 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}. \quad (149)$$

Celkový tepelný odpor je:

$$R_{t,c} = R_{t,\alpha_h} + R_{t,C,\text{deska}} + R_{t,\alpha_c} = 9,3769 \times 10^{-4} + 7,1901 \times 10^{-6} + 3,0480 \times 10^{-4} = 1,2496 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}. \quad (150)$$

Součin součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy je:

$$R_{t,c} = \frac{1}{k \cdot S} \rightarrow k \cdot S = \frac{1}{R_{t,c}} = \frac{1}{1,2496 \times 10^{-3}} = 800,2561 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}. \quad (151)$$

4.8 NTU a efektivnosti výměníku metodou ε -NTU

Prvním krokem je určení veličin C_h a C_c s průměrnými látkovými vlastnostmi a poměr C_r .

$$C_h = c_{p,h} \cdot \dot{m}_h = 2132,64 \cdot 0,667 = 1422,4709 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}. \quad (152)$$

Hmotnostní průtok vzduchu je:

$$\dot{m}_c = \dot{V}_c \cdot \rho_c = 1,094918 \cdot 1,0276 = 1,125137737 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (153)$$

$$C_c = c_{p,c} \cdot \dot{m}_c = 1042,555 \cdot 1,125137737 = 1173,0180 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}, \quad (154)$$

$$C_{\min} = C_c \quad C_{\max} = C_h, \quad (155)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1173,018}{1422,4709} = 0,8246. \quad (156)$$

Dále se určí hodnota veličiny NTU :

$$NTU = \frac{k \cdot S}{C_{\min}} = \frac{800,2561}{1173,018} = 0,6822. \quad (157)$$

Efektivnost výměníku se vypočte pro křížný proud a obě média nepromíchávána podle vztahu [1]:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{e^{C_r}} NTU^{0,22} \cdot (e^{-C_r \cdot NTU^{0,78}} - 1) = 1 - \frac{1}{e^{0,8246 \cdot 0,6822^{0,22} \cdot (e^{-0,8246 \cdot 0,6822^{0,78}} - 1)}} = 0,3996. \quad (158)$$

4.9 Tepelný výkon výměníku a výstupní teploty

Tak jako v kap. 4.1, nyní však s vypočtenou hodnotou efektivnosti výměníku, je posledním krokem ve výpočtu určení výstupních teplot obou médií a tepelný výkon výměníku.

Skutečný tepelný výkon výměníku je určen podle vztahu:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max} = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) = 0,3996 \cdot 1173,018 \cdot (102 - 40) = 29061 \text{ W}. \quad (159)$$

Výstupní teploty obou médií se vyjádří z rovnice efektivnosti výměníku:

$$\varepsilon = \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \rightarrow T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{\varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})}{C_h} = 102 - \frac{0,3996 \cdot 1173,018 \cdot (102 - 40)}{1422,4709} = 81,57 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (160)$$

$$\varepsilon = \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \rightarrow T_{c,o} = T_{c,i} + \varepsilon \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) = 40 + 0,3996 \cdot (102 - 40) = 64,78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (161)$$

5 Závěr

Práce, zadaná firmou Ingersoll Rand CZ s. r. o., se zabývá výpočtem kompaktního výměníku olej-vzduch se zadanými provozně-technickými parametry. Výměník slouží jako chladič oleje, který cirkuluje okruhem šroubového kompresoru a slouží k jeho mazání a odvodu tepla vzniklého při kompresi. Součástí práce je výpočtový model výměníku vytvořený v programu Matlab-Simulink.

Pro výpočet byla zvolena metoda ε -NTU, protože se jedná o výpočet výkonnosti výměníku. Po odhadu výstupních teplot byly určeny látkové vlastnosti nutné pro výpočet. Dle poskytnutých materiálů byla dále vytvořena idealizovaná geometrie olejové a vzduchové strany výměníku a určeny příslušné geometrické parametry (smáčený obvod, průtočná plocha). Příslušné součinitele přestupu tepla byly určeny z tzv. *Chilton-Colburnova j-faktoru*, získaného jednak analytickým výpočtem korelace nalezené v literatuře, jednak z grafů pro nejvíce podobné geometrie výměníků, dohledané v odborné literatuře [10]. Z určených průměrných hodnot byly vypočteny součinitele přestupu tepla pro obě strany výměníku. Výpočet byl omezen na jeden modul (určitou malou oblast geometrie, která se periodicky opakuje v celém výměníku). Dále byla stanovena účinnost odpovídajících žebrovaných ploch. Tvary průchodů byly idealizovány tak, aby je bylo možno považovat za obdélníková žebra (rozšířené povrchy) konstantního průřezu s adiabatickým koncem. Z jednotlivých tepelných odporů byla určena hodnota součinitele prostupu tepla. Posledním krokem byl výpočet veličin *NTU* a efektivnosti výměníku ε dle odpovídajících vztahů a následné určení tepelného výkonu a výstupních teplot obou médií.

Hlavním problémem výše uvedeného postupu jsou velké rozdíly v hodnotách součinitelů přestupu tepla vypočtených různými metodami, které dosahují řádu desítek až stovek procent. Pro další vývoj této problematiky bude nutné porovnat zjištěné výsledky s hodnotami tepelného výkonu, naměřenými na skutečném výměníku.

Přehled literatury

- [1] BERGMAN, Theodore L, Adrienne S. LAVINE, Frank P. INCROPERA, David P. DEWITT. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th Edition. John Wiley and Sons, USA, 2012. ISBN 13 978-0470-50197-9.
- [2] ENGINEERING SCHOOL CLASS WEB SITES, Heat Exchangers [online]. cit [2017-1-5]. Dostupné z: <http://classes.engineering.wustl.edu/mase-thermal-lab/me372b5.htm>
- [3] CHEMICAL ENGINEERING, Plate Heat Exchangers [online]. cit [2017-1-5]. Dostupné z: <http://uctchem.blogspot.cz/2011/01/plate-heat-exchangers.html>
- [4] [4] FACHGEBIET BAUPHYSIK UND SOLARENERGIE, Ventilation [online]. cit [2017-1-5]. Dostupné z: <http://nesa1.uni-siegen.de/wwwextern/idea/keytopic/8.htm>
- [5] KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV, *Aplikovaná termomechanika – přednáška 6, Výměníky tepla* [online]. cit. [2017-1-25]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [6] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4
- [7] PAVELEK, Milan. *TERMOMECHANIKA: 15. Základy přenosu tepla* [online]. Brno: Energetický ústav Odbor termomechaniky a techniky prostředí, 2013 [cit. 2017-04-03]. Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/15_Prenos.pdf. Prezentace. FSI VUT v Brně.
- [8] SWEP, *Energy balance* [online]. cit. [2017-2-18]. Dostupné z: <http://www.swep.net/refrigerant-handbook/1.-basic-heat-transfer/as3/>
- [9] POSPÍŠIL, Jiří. *Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení* [online]. cit. [2017-3-1]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>
- [10] KAYS, W.M, LONDON A.L. *Compact Heat Exchangers*. 3rd Edition. Krieger Publishing Company Malabar, Florida, 1984. ISBN 1-57524-060-2.
- [11] PAVELEK, Milan. *TERMOMECHANIKA: 18. Tepelné výměníky* [online]. Brno: Energetický ústav Odbor termomechaniky a techniky prostředí, 2013 [cit. 2017-4-28]. Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/18_Vymeniky.pdf. Prezentace. FSI VUT v Brně
- [12] SHAH, R. K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Hoboken, NJ: John Wiley, 2003. ISBN 0471321710.
- [13] INTECH, *Comprehensive Study of Compact Heat Exchangers with Offset Strip Fin* [online]. [2017-5-1]. Dostupné z: <https://www.intechopen.com/books/heat-exchangers-advanced-features-and-applications/comprehensive-study-of-compact-heat-exchangers-with-offset-strip-fin>

Seznam obrázků

Obr. 1 Schématické znázornění trubkového výměníku [2]	17
Obr. 2 Schématické znázornění deskového výměníku [3]	17
Obr. 3 Typy směrů proudících médií, a) souproudý, b) protiproudý, c) křížový [4].....	17
Obr. 4 Kombinovaný směr proudů [5].....	17
Obr. 5 Schéma výměny tepla mezi dvěma médii a pevnou stěnou [1].....	19
Obr. 6 Přenos tepla konvekcí [7]	20
Obr. 7 Prostup tepla rovinou deskou [8].....	23
Obr. 8 Závislost látkových vlastností vzduchu na teplotě [10].....	24
Obr. 9 Průběh teplot, souproudý výměník [11]	26
Obr. 10 Průběh teplot, protiproudý výměník [11]	26
Obr. 11 Grafy závislosti ε na NTU [10]	28
Obr. 12 Müllerův ψ -P diagram [12].....	29
Obr. 13 Roetzel-Spangův diagram [12].....	30
Obr. 14 Korekční faktory vlhkého vzduchu [10].....	32
Obr. 15 Rozměrové schéma výměníku	33
Obr. 16 Geometrie jednoho průchodu olejové strany [13]	34
Obr. 17 Geometrie jednoho průchodu vzduchové strany [12].....	34
Obr. 18 Geometrie modulu vzduchové strany	35
Obr. 19 Geometrie modulu olejové strany.....	35
Obr. 20 3D model kompaktního výměníku	36
Obr. 21 Schéma složení výměníku	37
Obr. 22 Geometrie olejové strany, výpočet j faktoru	39
Obr. 23 Reálné žebrování vzduchových průchodů	39
Obr. 24 Rozměry žebrovaných průchodů [12]	40
Obr. 25 Idealizovaná žebra a) olejová žebra, b) vzduchová žebra	46
Obr. 26 Rozměry žebra [1]	46
Obr. 27 Vztahy pro obdélníkové žebro [1]	46
Obr. 28 Rozměry olejového žebra	47
Obr. 29 Rozměry vzduchového žebra.....	48

Seznam tabulek

Tab. 1 Přibližné hodnoty součinitele přestupu tepla pro různé situace [7]	22
Tab. 2 Součinitel prostupu tepla pro některé kombinace tekutin [1]	23
Tab. 3 Součinitel prostupu tepla pro některé kombinace tekutin [1]	24
Tab. 4 Vstupní parametry výměníku olej-vzduch	31

Seznam grafů

Graf 1 Závislost j faktoru na Re , $1/8 - 16.12(T)$	41
Graf 2 Závislost j faktoru na Re , $1/8 - 16.12(D)$	41
Graf 3 Závislost j faktoru na Re , $1/8 - 16.00(D)$	42
Graf 4 Závislost j faktoru na Re , $1/4 - 15.4(D)$	42
Graf 5 Závislost j faktoru na Re , $3/4 - 11.1$	43
Graf 6 Závislost j faktoru na Re , $3/4(b) - 11.1$	43

Seznam symbolů

Veličina/symbol	Jednotka	Popis
\dot{Q}_h	W	Tepelný tok na horké straně
\dot{Q}_c	W	Tepelný tok na studené straně
\dot{Q}_{max}	W	Maximální tepelný tok
\dot{Q}_z	W	Tepelný tok ztrátami
$\dot{V}_{c,mod}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	Objemový průtok vzduchu v jednom modulu
\dot{V}_c	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Objemový průtok vzduchu
$c_{p,c,od}^{s.v.}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku suchého vzduchu-odhad
$\dot{m}_{h,mod}$	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok oleje v jednom modulu
\dot{m}_h	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok horkého média
$\dot{m}_{c,mod}$	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok vzduchu v jednom modulu
$\dot{m}_{c,od}$	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok vzduchu-odhad
\dot{m}_c	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok studeného média
$\overline{\alpha}_h$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Střední hodnota součinitele přestupu tepla na horké straně
$\overline{\alpha}_c$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Střední hodnota součinitele přestupu tepla na studené straně
$\rho_{c,od}^{s.v.}$	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota suchého vzduchu-odhad
w_c	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost vzduchu v jednom modulu
$A_{c,h}$	m^2	Plocha průřezu olejového žebra
A_c	m^2	Plocha průřezu žebra
C_1	$W \cdot K^{-1}$	Průtok tepelné kapacity prvního média
C_2	$W \cdot K^{-1}$	Průtok tepelné kapacity druhého média
$C_{h,od}$	$W \cdot K^{-1}$	Průtok tepelné kapacity oleje-odhad
C_h	$W \cdot K^{-1}$	Průtok tepelné kapacity na horké straně
$C_{c,od}$	$W \cdot K^{-1}$	Průtok tepelné kapacity vzduchu-odhad
C_c	$W \cdot K^{-1}$	Průtok tepelné kapacity na studené straně
C_{max}	$W \cdot K^{-1}$	Maximální průtok tepelné kapacity
C_{min}	$W \cdot K^{-1}$	Minimální průtok tepelné kapacity
$D_{h,h}$	m	Hydraulický průměr olejového modulu
$D_{h,c}$	m	Hydraulický průměr vzduchového modulu
D_h	m	Hydraulický průměr
G_h	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	Hmotnostní rychlost oleje
G_c	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	Hmotnostní rychlost vzduchu
L_h	m	Délka olejového žebra
L_c	m	Délka vzduchového žebra
N_h	—	Počet olejových žebor
NTU_1	—	Number of Transfer Units prvního média
NTU_2	—	Number of Transfer Units druhého média
N_c	—	Počet vzduchových žebor
$O_{sm,h}$	m	Smáčený obvod olejového modulu
$O_{sm,c}$	m	Smáčený obvod vzduchového modulu
O_{sm}	m	Smáčený obvod
P_1	—	Teplotní efektivita prvního média
P_2	—	Teplotní efektivita druhého média

P_h	m	Obvod olejového žebra
Pr_h	—	Prandtlovo číslo oleje
Pr_c	—	Prandtlovo číslo vzduchu
\dot{Q}	W	Tepelný tok
$R''_{f,h}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Faktor zanešení, horká strana
$R''_{f,c}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Faktor zanešení, studená strana
R_1	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor konvekci na horké straně
R_1	—	Poměr průtoků tepelných kapacit
R_2	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor konvekci na studené straně
R_2	—	Poměr průtoků tepelných kapacit
R_c	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Celkový tepelný odpor
Re_h	—	Reynoldsovo číslo oleje
Re_c	—	Reynoldsovo číslo vzduchu
Re_{lp}	—	Reynoldsovo číslo vzduchu na žebro
R_{t,α_h}	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor konvekci na olejové straně
R_{t,α_c}	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor konvekci na vzduchové straně
$R_{t,c,deska}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor kondukci všech desek
$R_{t,c}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Celkový tepelný odpor výměníku
$R_{t,deska}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor kondukci jedné desky
$R_{\alpha,h}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor konvekci na horké straně
$R_{\alpha,c}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor konvekci na studené straně
R_λ	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor kondukci pevnou stěnou
S_h	m^2	Teplosměnná plocha na horké straně
$S_{B,h}$	m^2	Plocha báze olejového žebra
$S_{B,c}$	m^2	Plocha báze vzduchového žebra
S_c	m^2	Teplosměnná plocha na studené straně
S_{deska}	m^2	Plocha oddělovacích plechů
$S_{f,h}$	m^2	Plocha olejového žebra
$S_{f,c}$	m^2	Plocha vzduchového žebra
$S_{pr,h}$	m^2	Průtočná plocha olejového modulu
$S_{pr,c}$	m^2	Průtočná plocha vzduchového modulu
S_{pr}	m^2	Průtočná plocha
$S_{t,h}$	m^2	Celková plocha olejové strany
$S_{t,c}$	m^2	Celková plocha vzduchové strany
St_h	—	Stantonovo číslo oleje
St_c	—	Stantonovo číslo vzduchu
T_1	K	Teplota horkého média
T_2	K	Teplota studeného média
T_∞	K	Teplota média v dostatečné vzdálenosti od povrchu
$T_{h,i}$	K	Vstupní teplota horkého média
$T_{h,o,od}$	K	Výstupní teplota oleje-odhad
$T_{h,o}$	K	Výstupní teplota horkého média
T_h	K	Teplota horkého média
T_{W1}	K	Teplota povrchu stěny na horké straně
T_{W2}	K	Teplota povrchu stěny na studené straně
$T_{av,h}$	°C	Průměrná teplota oleje

$T_{av,c}$	°C	Průměrná teplota vzduchu
$T_{av,tot}$	°C	Průměrná teplota výměníku
$T_{c,i}$	K	Vstupní teplota studeného média
$T_{c,o,od}$	K	Výstupní teplota vzduchu-odhad
$T_{c,o}$	K	Výstupní teplota studeného média
T_c	K	Teplota studeného média
$T_{w,h}$	K	Povrchová teplota pevné stěny na horké straně
$T_{w,c}$	K	Povrchová teplota pevné stěny na studené straně
T_w	K	Teplota povrchu stěny
$X_{c,\omega}$	—	Korekční faktor měrné tepelné kapacity vzduchu
$X_{d,\omega}$	—	Korekční faktor hustoty vzduchu
$c_{p,h,od}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku oleje-odhad
$c_{p,h}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku horkého média
$c_{p,h}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku oleje
$c_{p,c}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku studeného média
$c_{p,c}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku vzduchu
c_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
$f_{p,h}$	m	Rozteč olejových modulů
$f_{p,c}$	m	Rozteč vzduchových modulů
j_h	—	j faktor oleje
j_c	—	j faktor vzduchu
n_h	—	Počet modulů olejové strany
$n_{\check{r},h,\check{z}ebro}$	—	Počet řad olejových plechů
$n_{\check{r},h}$	—	Počet řad průchodů oleje
$n_{\check{r},c}$	—	Počet řad průchodů vzduchu
$n_{\check{r},deska}$	—	Počet řad oddělovacích plechů
n_c	—	Počet modulů vzduchové strany
$n_{mod,h,1PR}$	—	Počet modulů oleje v jednom průchodu
$n_{mod,c,1PR}$	—	Počet modulů vzduchu v jednom průchodu
$p_{h,i}$	MPa	Vstupní tlak oleje
\dot{q}	$W \cdot m^{-2}$	Hustota tepelného toku
t_∞	K	Teplota média v dostatečné vzdálenosti od povrchu
t_h	m	Tloušťka olejového žebra
t_c	m	Tloušťka vzduchového žebra
t_m	K	Střední teplota média
t_w	K	Teplota povrchu stěny
w_h	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost oleje v jednom modulu
w_h	m	Šířka olejového žebra
w_c	m	Šířka vzduchového žebra
x_i	g/kg _{s.v.}	Měrná vlhkost vzduchu
α_1	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla na horké straně
α_2	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla na studené straně
α_h	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla oleje
α_c	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla vzduchu
ε_{od}	—	Efektivita výměníku-odhadovaná
η_h	Pa · s	Dynamická viskozita oleje

$\eta_{S\dot{Z},h}$	—	Celková účinnost soustavy olejových žeb
$\eta_{S\dot{Z},c}$	—	Celková účinnost soustavy vzduchových žeb
$\eta_{S\dot{Z}}$	—	Celková účinnost soustavy žeb
η_c	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	Dynamická viskozita vzduchu
$\eta_{f,h}$	—	Účinnost olejového žebra
$\eta_{f,c}$	—	Účinnost vzduchového žebra
η_f	—	Účinnost žebra
$\lambda_{f,h}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Součinitel tepelné vodivosti oleje
λ_f	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Součinitel tepelné vodivosti tekutiny
ν_h	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	Kinematická viskozita oleje
ν_c	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	Kinematická viskozita vzduchu
$\rho_{h,od}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Hustota oleje-odhad
ρ_h	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Hustota oleje
$\rho_{c,od}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Hustota vzduchu-odhad
ρ_c	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Hustota vzduchu
n	—	Exponent v <i>Dittus-Boelterově</i> vztahu
D	m	Vnitřní průměr potrubí
F	—	Korekční faktor
G	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$	Hmotnostní rychlost
L	m	Charakteristický rozměr
NTU	—	<i>Number of Transfer Units</i>
Nu	—	Nusseltovo podobnostní číslo
P	m	Obvod žebra
Pr	—	Prandtlovo podobnostní číslo
Re	—	Reynoldsovo podobnostní číslo
S	m^2	Teplosměnná plocha
St	—	Stantonovo číslo
St	—	Stantonovo číslo
V	m^3	Objem
a	$\text{m}^2 \cdot \text{s}$	Součinitel teplotní vodivosti
j	—	<i>Chilton-Colburnův j</i> faktor
k	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	Součinitel prostupu tepla
m	kg	Hmotnost
w	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Rychlost
ΔT_1	K	Teplotní rozdíl médií na jednom konci výměníku
ΔT_2	K	Teplotní rozdíl médií na druhém konci výměníku
ΔT_h	K	Rozdíl teplot horkého média
ΔT_c	K	Rozdíl teplot studeného média
$\Delta T_{ln,pp}$	K	Střední logaritmický teplotní spád protiproudu
ΔT_{ln}	K	Střední logaritmický teplotní spád
ΔT_m	K	Střední efektivní teplotní spád
ΔT_{max}	K	Maximální rozdíl teplot
α	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	Součinitel přestupu tepla
ε	—	Efektivnost výměníku
η	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	Dynamická viskozita
λ	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Součinitel tepelné vodivosti
ν	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	Kinematická viskozita

ρ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ Hustota

Seznam příloh

CD: Bakalářská práce, Petr Šebesta 162099

Vstupní parametry do výpočetního modelu – Matlab (.mat)

Výpočtový modul – Matlab-Simulink (.slx)